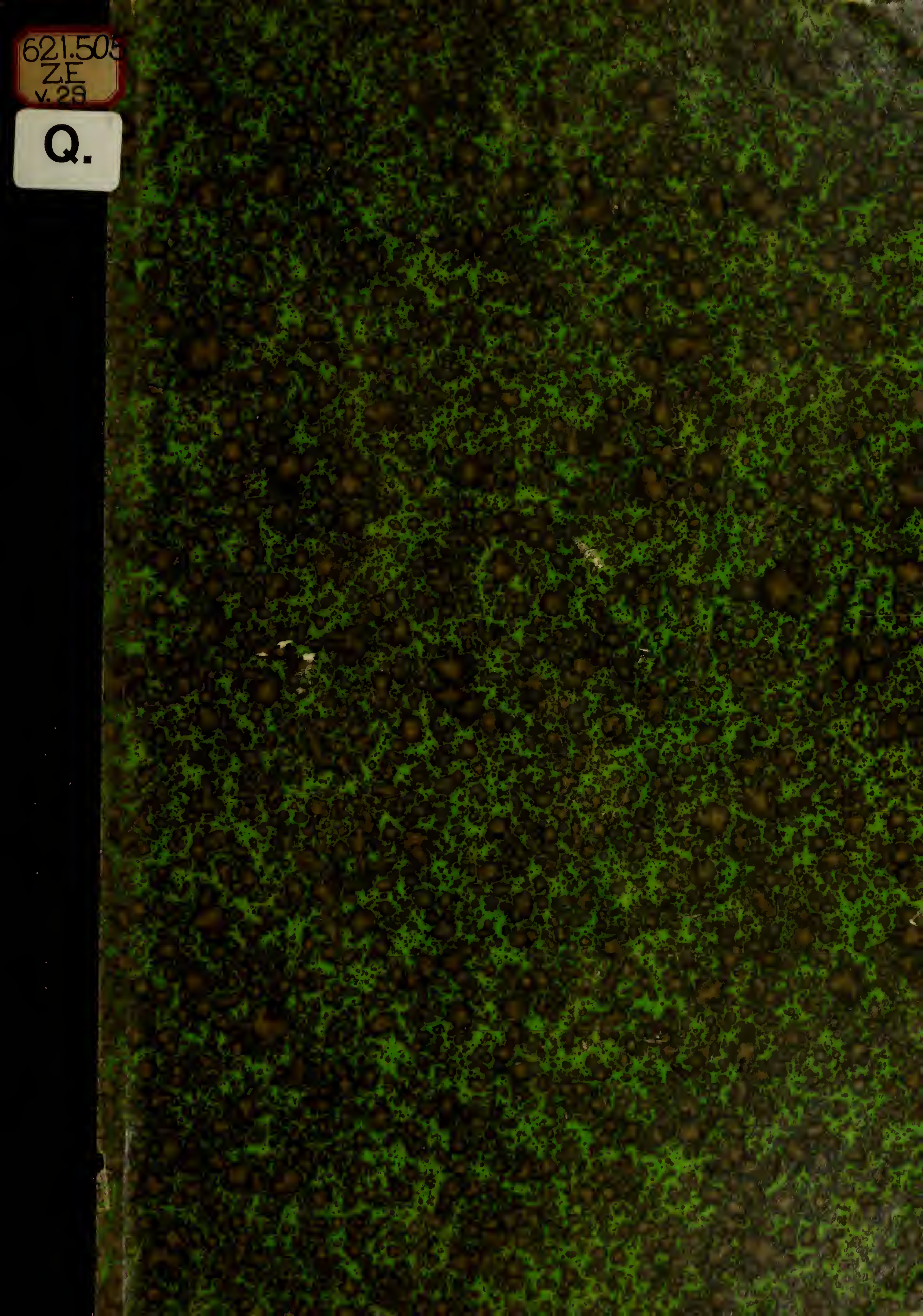

621.505
ZE
v.29
Q.

THE UNIVERSITY
OF ILLINOIS
LIBRARY

621.505
ZE
v.29

ENGINEERING
LIBRARY
ALTGELD HALL ANNEX

ZEITSCHRIFT FÜR DIE GESAMTE KÄLTE-INDUSTRIE

ZUGLEICH 13. JAHRGANG DER ZEITSCHRIFT DES DEUTSCHEN KÄLTE-VEREINS

SCHRIFTLEITUNG:
DR.-ING. MARTIN KRAUSE
BERLIN

29. JAHRGANG

MIT 158 ABBILDUNGEN IM TEXT



MÜNCHEN UND BERLIN 1922
DRUCK UND VERLAG VON R. OLDENBOURG

Z E
v. 29

Inhalt des neunundzwanzigsten Jahrganges.

I. Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Die mit * bezeichneten Aufsätze sind mit Abbildungen versehen.

II. Zeitschriften- und Bücherberichte.

a) Zeitschriftenberichte.

b) Bücherbericht.

(Die mit *bezeichneten Bücher sind besprochen).

608475

III. Wirtschaftliche Nachrichten.

IV. Kleine Mitteilungen.

V. Zuschriften an die Schriftleitung. S. 15.

VI. Patentberichte.

VII. Deutscher Kälte-Verein.

Enging Lib. ZE

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

1. Heft Januar 1922 29. Jahrgang

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Versuche und technische Messungen an Eisenbahnwagen, die in Frankreich zur Versorgung der Truppen mit Gefrierfleisch eingerichtet wurden.

Die Zeitschrift La revue générale du froid et des industries frigorifiques bringt im Märzheft 1921 einen eingehenden Aufsatz von H. Bénard, Professor der Physik an der Universität Bordeaux, dessen wesentlicher Inhalt im nachstehenden wiedergegeben wird.

Der Verfasser wurde am 13. Dezember 1914 vom Kriegsministerium beauftragt, »auf vollständige und auf die Praxis eingehende Weise die Frage des Transports von Gefrierfleisch zu untersuchen, das auf dem Schienenwege den Truppen zugeführt werden sollte«.

Der 1. Teil dieses Artikels gibt zusammenfassend die Versuche wieder, die unter seiner Leitung Januar und Februar 1915 zu Bordeaux stattfanden, und die Schlüsse, die er aus ihnen zog. Alle Vorschläge Bénards wurden angenommen und als Grundlage für alle Entscheidungen benutzt, die man zur Sicherung der Transporte während des Sommers 1915 traf, und die dann während des ganzen Krieges maßgebend waren.

Stark umstritten war die Frage, ob die Wagen vorzukühlen seien. Bénard hatte aus seinen Versuchen geschlossen, daß die Vorkühlung wohl nützlich, doch nicht unbedingt notwendig sei. Man hatte sie in Betracht gezogen, weil gefordert wurde, daß das Fleisch nicht auftauen sollte, auch wenn es im Hochsommer 5 bis 6 Tage lang in den unterwegs nicht wieder gekühlten Wagen verblieb. Die Bedingungen, unter denen sich der Fleischtransport dann wirklich vollzog, haben in der Tat die Vorkühlung fast immer entbehrlich gemacht. Seine Temperaturmessungen haben gezeigt, daß die Erwärmung in einem stark isolierten, nahezu vollbeladenen Wagen im Sommer auch unter den ungünstigsten Bedingungen selten 1° täglich erreicht. Das läßt aber einen Spielraum von wenigstens 4 bis 5 Tagen zwischen Beladung und Entladung zu, bevor sich das Auftauen auf einen bemerkenswerten Teil — an der Oberfläche auf etwa 5 vH der Ladung — erstreckt, und zwar ohne irgendwelche Vorkühlung. Dieser Zeitraum wird natürlich im Winter noch viel länger sein und im Mittel etwa 8 Tage betragen. So blieb ein falsch geleiteter Wagen im Winter 21 Tage voll mit Fleisch beladen, ohne daß es auch nur im geringsten gelitten hätte!

Die Ergebnisse der Untersuchungen faßt Bénard wie folgt zusammen: »Gefrierfleisch ist in gut isolierten Wagen zu transportieren.« Wenn man in einen gut isolierten und verschlossenen Raum 7 bis 11 t Gefrierfleisch von — 6° verlädt, so wird er scheinbar von selbst eine Temperatur annehmen, die kaum über der des Fleisches liegt, selbst wenn der Wagen im Augenblick der Beladung sehr warm ist. Dies kommt daher, daß das Fleisch, das dank seiner hohen Wärmekapazität einen Kältespeicher darstellt, die Seitenwände abkühlt, wobei es sich selbst nur unbeträchtlich — um etwa 1 bis 2° — erwärmt. Daraus folgt, daß die Vorkühlung der Wände unwichtig, daß dagegen eine gute Isolierung unbedingt erforderlich ist.

Trotz der Genauigkeit und Mannigfaltigkeit der Versuche mußten sie jedoch wegen der Kriegsverhältnisse unvollständig bleiben. Bénard veröffentlicht sie, da sich im Frieden keine Gelegenheit findet, derartige Versuche in so großem Rahmen durchzuführen. Denn bei den Versuchen wurden Mengen bis zu 11 t Gefrierfleisch 6 Tage lang in einem geschlossenen Raum Temperaturschwankungen zwischen + 7° und + 38° ausgesetzt.

Im 2. Teil werden die Methoden zur Bestimmung der Wärmedurchgangszahl für die Wände eines isolierten Wagens beschrieben, wie sie bei der Abnahme der im Frühjahr 1915 gelieferten Wagen benutzt wurden.

Im dritten Teil schließlich wird die Laboratoriumsmethode angegeben, die zur Messung der Wärmeleitzahl für die verschiedensten Isoliermittel angewandt wurde, die sowohl bei Wagen als bei Speichern benutzt werden.

Erster Teil.

Es folgen die Rechnungen und experimentellen Bestimmungen, die dazu führten, eine Dicke von 0,15 m für die Isolierschicht, Kork oder Torf, anzunehmen, die eine Wärmeleitzahl von etwa 0,06 haben[1]).

Diese Rechnung war einerseits auf die Messungen der spez. Wärme und der Schmelzwärme des Rindfleisches gegründet, anderseits auf die vorherige Schätzung der Wärmedurchgangszahl für die Wände des Versuchswagens, der durch eine 0,15 m dicke Schicht vollkommenen trockenen Torfes isoliert war.

A. Spezifische Wärme und Auftauwärme des Rindfleisches.

Drei Versuche sind in den Gefrierdocks zu Bordeaux nach den gewöhnlichen kalorimetrischen Methoden angestellt worden[2]).

[1]) In der Tat haben die Versuche (siehe den 3. Teil) eine kleinere Zahl ergeben, etwa 0,050 für Torfmehl und grob gemahlenen Kork; aber dafür sind in dieser notwendigerweise groben Rechnung nicht auf unvermeidliche Unterbrechungen der isolierenden Schicht Rücksicht genommen.

[2]) Obgleich die Ergebnisse nahezu mit den allgemein anerkannten Werten übereinstimmen, gebe ich sie doch als nicht sehr genau an, da die Messungen nicht wiederholt worden sind. Man hätte den Fettgehalt notieren und zwischen mittlerer spez. Wärme oberhalb und unterhalb 0° unterscheiden müssen.

Der erste Versuch erstreckte sich auf eine Probe gefrorenen Rindfleisches ohne Knochen, bei -6^0 ins Kalorimeter hineingetan, wobei eine Endtemperatur von $+15^0$ erreicht wurde.

Beim zweiten Versuch wurde eine Probe nicht gefrorenen Rindfleisches ohne Knochen bei 0^0 ins Kalorimeter gebracht, und bis zu einer Endtemperatur von $+20^0$ beobachtet.

Der dritte Versuch wurde mit einer Probe von Rindfleischknochen angestellt, die bei 0^0 eingebracht wurde, wobei die Temperatur am Ende $+20^0$ erreichte.

Man findet dabei:

Mittlere spezifische Wärme von Rindfleisch ohne Knochen von -6^0 bis $+15^0$	0,73 kcal/kg, ^{0}C
Spezifische Wärme der Rindfleischknochen	0,69 » »
Auftauwärme des Fleisches ohne Knochen	48,00 kcal/kg

Angenommen, daß die Rinderviertel nach üblichem Satze 25 vH ihres Gewichtes an Knochen bergen, ergibt sich:

Mittlere spezifische Wärme der Rinderviertel	0,72 kcal/kg, ^{0}C
Mittlere Auftauwärme der Viertel	36,00 » »

Bei -6^0 in den Wagen gebrachte Rinderviertel brauchen demnach bis zum vollständigen Auftauen und Erwärmen auf:

eine Endtemperatur von .	$+10^0$	47500 kcal/t
» » »	$+15^0$	51100 »
» » »	$+20^0$	54700 »

usw., indem man für je 1^0 720 kcal/t rechnet.

B. Theoretischer Wert der Isolation des Eisenbahnwagens Bauart Bénard-Delpon.

Der Wagen war auf der ganzen Außenseite mit einer 150 mm starken Schicht aus zerkleinertem, trockenem, holländischem Torf isoliert worden. Seine ursprüngliche Holzwandung war im Mittel 35 mm, die angefügte Wand aus Fichtenholz 25 mm stark. Zwei Lagen Papier, die mit Steinkohlenteer zusammengeklebt waren, trennten den Torf von den beiden Holzwänden.

Die Wärmeleitungszahl des trockenen Torfes beträgt etwa 0,06 kcal/^{0} C, m, die des Fichtenholzes senkrecht zu den Fasern etwa 0,13. Danach kann man für eine angenäherte Rechnung, unter Vernachlässigung der Wirkung des Papiers, annehmen, daß die isolierende Schicht homogen sei, durchgehends eine Stärke von 180 mm und eine Wärmeleitungszahl von 0,06 besitze.

Ihre Wärmedurchgangszahl wäre dann $\frac{0,06}{0,18} = 0,33.$

Nach den im zweiten Teil dieses Aufsatzes angegebenen Messungen dürfte dieser Wert nahezu genau sein. Die innere Fläche des Wagens betrug 71,5 m^2, die äußere 88,5 m^2, so daß die isolierende Schicht einer Wand von etwa 80 m^2 Oberfläche gleichzusetzen war. Der wärmste Monat des Jahres, der Juli, bringt in Frankreich mittlere Temperaturen zwischen $+23^0$ (Marseille, Nizza) und $+17^0$ (Brest, Le Havre, Dünkirchen). Die Juliisotherme $+20^0$ (Biawitz, Bordeaux, Bourges, Nancy) gibt ungefähr die Mitteltemperatur von ganz Frankreich wieder.

Wenn man der Überhitzung der Wagen in der Sonne Rechnung trägt, so ist dieser Mittelwert zu niedrig. Dementsprechend soll eine mittlere Temperatur von $+25^0$ in Betracht gezogen und die Rechnung für den Musterwagen mit voller Ladung (9400 kg Gefrierfleisch) bei dieser Temperatur durchgeführt werden.

Anfangs wird bei einer Temperatur des Fleisches von -6^0 C, die Wärmeaufnahme des Wagens während 24 h betragen:

$$80 \quad (25 + 6) \cdot 0,33 \cdot 24 = 19840 \text{ kcal.}$$

Haben sich Fleisch und Luft auf 0^0 erwärmt, so wird sich diese tägliche Zunahme vermindern auf:

$$80 \cdot 25 \cdot 0,33 \cdot 24 = 16000 \text{ kcal usw.}$$

Nimmt man z. B. $+6^0$ als Endtemperatur an, so wird die mittlere tägliche Wärmezunahme 16000 kcal betragen. Sie kann für unsere angenäherte Berechnung als gleichbleibend angenommen werden. Bewirkt diese Wärmezunahme nur das Auftauen und Erwärmen des Fleisches, so wäre die ganze Ladung in 26 Tagen aufgetaut und auf $+6^0$ erwärmt, nach 6 Tagen wäre kaum der vierte Teil des Fleisches aufgetaut. Die tatsächlichen Ergebnisse waren bei vollbeladenen, in tadellosem Zustande befindlichen Wagen im ganzen genommen noch günstiger.

2. Die im Jahre 1915 herrschenden Schwierigkeiten der Beschaffung ließen nur zwei Stoffe für die Isolierung in Frage kommen, nämlich Torf und Kork. Beide haben wenig voneinander verschiedene Wärmeleitungszahlen. Der Torf besitzt den Vorzug, unverweslich zu sein. Er wurde deshalb zur Isolation der Böden benutzt, mußte aber dazu völlig getrocknet werden, weil das in ihm im Anlieferungszustande enthaltene Wasser (30 bis 40 Gewichtsprozente) seine Wärmeleitungszahl verdoppelt. Zur Isolation eines gewöhnlichen Wagens werden 2 t Trockentorf gebraucht. — Der grob zerkleinerte Kork ist ein ausgezeichnetes Isoliermittel. Er ist sehr leicht (100 kg/m^3), so daß 1 t zur Isolierung eines Wagens ausreicht. Unter den Fußböden wird der Kork allerdings schließlich durch das eindringende blutige Wasser in Fäulnis versetzt werden. — Ob Torfstaub oder zerkleinerter Kork, auf jeden Fall ist es dringend notwendig, das Isoliermittel fest einzustampfen und in den Wänden Öffnungen zu lassen, die ein Nachfüllen ermöglichen. Andernfalls würden die durch das Zusammenrütteln des Isoliermittels entstehenden Hohlräume örtliche Unterbrechungen in der isolierenden Schicht hervorrufen. Das ist der große Nachteil aller feinstückigen Isolierstoffe.

Über die Verwendung geteerten Papieres ist folgendes zu bemerken: Es eignet sich dazu jedes nicht satinierte, feste Papier. Die Blätter sind auf beiden Seiten zu teeren und auch mit Teer aneinander zu kleben.

Es hat eine vorzügliche Isolierwirkung und schließt außerdem alle Spalten in den Bretterwänden gut ab, so daß Luft, Torfstaub oder Korkmehl nicht hindurchdringen können. Ferner verhindert es das Eindringen von Feuchtigkeit in die Isolierstoffe. Für alle Wagenkonstruktionen wurde daher vorgeschrieben, daß das feinstückige Isoliermittel von den Bretterwandungen getrennt sein sollte. Besonderer Wert wurde darauf gelegt, daß die Papierblätter mit warmem Teer zusammengeklebt, nicht aber durch Nägel aneinandergefügt wurden.

Das beste Isoliermittel sind »Expansit«-Briketts, die aus angekohltem und bei höherer Temperatur zusammengepreßtem Kork bestehen. Sie haben geringeres spez. Gewicht als roher Kork, kleinere Wärmeleitungszahl und sind völlig unverderblich. 250 bis 300 kg genügen zur Herstellung einer Isolierung, zu der man 1000 kg grobzerkleinerten Kork gebraucht. Von der Verwendung von Expansit mußte Abstand genommen werden, weil er den Alliierten im Jahre 1915 völlig fehlte.

Der Wagen, Bauart Bénard-Delpon, sollte ursprünglich so eingerichtet werden, daß er entweder durch umlaufende Salzlösung oder durch kalte Luft rückgekühlt werden konnte. Er sollte Doppelwände erhalten, so hergestellt, daß sich die 12 mm starken Brettlagen rechtwinklig kreuzen. Zwischen den beiden Wänden sollte außerdem Teerpapier eingelegt werden. Aus Sparsamkeitsrücksichten mußte später ein Teil der an sich recht zweckmäßigen Einzelvorschläge aufgegeben werden. In folgendem soll nur auf einige Punkte eingegangen werden, auf die der Physiker besonderen Wert legen mußte.

1. Die Absorptionszahl der im frischen Zustande weißen Anstriche (Bleiweiß, Zinkweiß) bewegt sich zwischen 0,45 und 0,48, die der schwarzen oder sehr dunklen zwischen 0,95 und 0,99, wenn die von der Sonne auf die gestrichene Fläche eingestrahlte Wärmemenge als Einheit angenommen wird. Ein gewisser Teil eines schwarzen Wagens absorbiert, der Sonne ausgesetzt, also rd. 2 kcal, während eine gleichartige Fläche bei weißem Anstrich nur 1 kcal aufnehmen würde. Der weiße Anstrich der Wagen muß daher auch rechtzeitig erneuert werden.

2. Metallteile, welche quer durch die Wände eingebaut werden, bedingen Unterbrechungen der isolierenden Schicht, selbst Holzteile verursachen eine Schwächung derselben. Dies hat der Konstrukteur zu beachten und nicht nur an die Standfestigkeit des Wagens zu denken. Die Wärmeleitungszahl des Eisens ist etwas 1500 mal so groß wie die des Torfes oder Korkes! Muß aus Festigkeitsgründen ein Bolzen durch die isolierende Schicht gezogen werden so sind die herausragenden Enden desselben (Bolzenkopf, Schraubenmutter) mit Isolierkappen zu versehen. Die Kappen sind aus Holz herzustellen und mit Isolierstoff zu füllen, derart, daß eine mindestens 70 mm starke Schicht das Metall von der äußeren Atmosphäre trennt. Zur Befestigung der Kappe an der Wagenwand dürfen nur ganz kurze Holzschrauben benutzt werden.

Allgemeine Beschreibung der Versuche.

Da die Versuche, die den Wert der verschiedenen Isoliermittel und den der Vorkühlung feststellen sollten, im Winter stattfinden mußten, wurde sie in einem geschlossenen Raume vorgenommen, der nach einem bestimmten Plan geheizt werden sollte. Der Schuppen hatte 185 m³ Rauminhalt (Höhe 4,15 m, Breite 3,60 m, Länge 12,35 m). Diese Abmessungen des Schuppens erlaubten es, sich im Innern auf einer Seite des Versuchswagens frei zu bewegen und ließen an jedem Ende einen Raum von ungefähr 2 m Länge frei. An einem Ende waren die Dampfheizkörper und ein Ventilator aufgestellt, der die Luft gut durchwirbeln sollte. Der Wert dieses Ventilators für eine gleichmäßige Temperaturverteilung innerhalb des ganzen Schuppens ist durch die Tatsache erwiesen, daß drei Registrierthermometer (je eines 2 m über der Erde an jedem Wagenende, das dritte auf dem Wagendache aufgestellt) bei dem Versuche vom 12. bis 18. Januar fast genau kongruente Kurven aufzeichneten trotz der zahlreichen unregelmäßigen Schwankungen, die sie aufweisen.

Um die sog. »Mauer«-Methode bei periodisch sich ändernder Arbeitsweise durchführen zu können, mußte die Heizung des Raumes in möglichst gleichmäßigen Zeitabschnitten erfolgen. Die gewählte Periode betrug 24 h, da man am Tage von 7 Uhr früh bis 7 Uhr abends heizte und während der Nacht bis 7 Uhr früh den geheizten Raum abkühlen ließ. Bei den Versuchen Nr. 2 und 3 hat man die Schwankungen in den Temperaturkurven möglichst vermieden, die durch plötzliche Veränderungen in der Heizdampfzuführung hervorgerufen werden. Zu dem Zweck wurde die gewünschte Temperaturkurve vorher auf den Papierstreifen des Registrierthermometers aufgezeichnet und der Mann, welcher die Heizung bediente, angewiesen, genau danach die Dampfzuführung einzustellen.

Thermoelemente. Während eines jeden Versuchs konnte man die Temperatur an den verschiedenen Stellen des Wagens mit Hilfe von Thermoelementen (Kupfer-Konstanten) ablesen, die sämtlich von gleicher Bauart und austauschbar waren. Die Lötstellen der Elemente waren bei der Beladung verschieden tief in die Fleischviertel eingeführt worden, und zwar in Löchern von 8 mm Durchmesser, die man in das Fleisch gebohrt hatte. Einige andere Lötstellen gaben die Lufttemperatur an verschiedenen Stellen des Wageninnern an. Die Galvanometerskala war in $^1/_{10}$ Grad Celsius eingeteilt, 1° umfaßte eine Strecke von etwa 5 mm. Die zur Temperaturmessung dienende Apparatur, Galvanometer nebst Skala, Kommutator, Element in schmelzendem Eise usw., waren in einem an den Heizraum grenzenden Anbau untergebracht, der auf der Laderampe errichtet worden war.

Registrierthermometer. Außer den Thermometerelementen wurden bei allen Versuchen mehrere

Registrierthermometer an verschiedenen Stellen der Fleischladung angebracht. — Da die Temperaturmessung mittels der Thermoelemente nur zur Feststellung der Auftaufortschritte in der Fleischladung dienen sollte, so wurde davon abgesehen, nachts die Temperaturen abzulesen. Dagegen ließ man die Registrierthermometer durchlaufen und erhielt so von ihnen vollständige Angaben mit Ausnahme von 2 oder 3, bei denen infolge von Störungen an der Schreibvorrichtung die Aufzeichnungen Unterbrechungen zeigten. Aus den aufgezeichneten Temperaturkurven wurde nachher die Wärmeleitungszahl des Torfes berechnet (s. weiter unten).

Über die drei Versuche, deren Hauptdaten hierunter folgen, ist noch folgendes zu bemerken:

Der Versuchswagen war mit Gefrierfleisch voll beladen. Der Heizraum wurde, wie oben angegeben, periodisch erwärmt. Das Fleisch kam aus dem Speicher mit einer Temperatur von — 6°, der es dort mehrere Tage lang ununterbrochen ausgesetzt worden war.

	1. Versuch	2. Versuch	3. Versuch
Versuchsdauer in Stunden	145 h	136 h	96 h
Wagen und Isolierung	Bauart »Bénard-Delpon« mit 150 mm starker, trockener Torfschicht		Wagen der Ges. D mit 80 mm starker Korkschicht
Anfangstemp. der Luft im Wagen	+ 25°	+ 30°	+ 16°
Abgekühlt vor der Beladung	ja bis + 2°	nein	nein
Ladung (Fleisch von 6° C)	9 388 kg	11 172 kg	10 170 kg
Mittlere Temperatur des Heizraumes nach Aufzeichnungen der Registrier-Thermometern	+ 22,3°	+ 21,9°	+ 23,9°
An der Oberfläche tauten angenähert auf	2 ÷ 3%	20%	25%

1. Versuch.

Der vorher im Heizraum auf eine Temperatur von + 25° bei offenen Türen erwärmte Wagen war durch umlaufende Kühlflüssigkeit abgekühlt worden, zunächst 2 h lang vor der Beladung, sodann ½ h lang gegen Ende der Beladung. Letztere dauerte außergewöhnlich lange, und zwar 1 h 40 m. Ist die Durchflußgeschwindigkeit der Salzlösung, ihre Erwärmung beim Durchgang durch den Wagen und ihre spez. Wärme bekannt, so kann man die an den Wagen abgegebene Kältemenge berechnen. Im vorliegenden Fall ergaben sich 8640 kcal in 2 h. Die Temperatur der Luft im Wagen sank von + 18° auf + 2° vor der Beladung, sie stieg dann während des bei offenen Türen stattfindenden Beladens wieder auf ungefähr + 12° und erreichte schließlich 0° und darunter unter dem Einfluß des gefrorenen Fleisches nach Verlauf von 1 h, von der Schließung der Türen an gerechnet.

Im Wagen waren nur zwei Registrierthermometer aufgestellt worden, eines davon oben auf der Ladung. Seine Schreibvorrichtung versagte leider nach Verlauf des ersten Tages. Die aufgezeichnete Kurve zeigt deutlich ein Minimum von + 0,7° C 2 h nach Schließung der Türen, sodann ein Maximum von + 2,3° C während der Nacht um 2 Uhr. Sie gehören zur ersten Welle, die im Wagen durch die periodische Heizung hervorgerufen wurde. Die übrigen Wellen fehlen, doch gibt darüber der zweite Versuch erschöpfende Auskunft. — Das andere Thermometer stand zwischen den Fleischvierteln mitten in der Ladung und ergab eine vollständige, sehr beachtenswerte Kurve. Sie ging nach Schließung des Wagens innerhalb ½ h auf 0° herunter. 4 h danach erreichte sie ihr Minimum bei — 2°. Von da an stieg die Temperatur sehr langsam und sehr regelmäßig in gerader Linie täglich um etwa ½° C. Von den Fleischvierteln, wie mit einem isothermen Mantel umgeben, hat das Thermometer sozusagen nicht mehr die täglichen Schwankungen gefühlt, die durch den periodischen Heizbetrieb entstanden. Wenn überhaupt eine Spur von periodischer Welle vorhanden ist, so ist diese sehr gering bei einer Amplitude von 0,1 bis höchstens 0,2° C.

Hinsichtlich des Auftauens hatte der Versuch folgendes Ergebnis: Ganz allmählicher Beginn des Auftauens in den dünnen Schichten der oben aufgepackten Viertel, mehr als 95 vH von ihnen zeigten keine Spuren von Auftauen. Die geringe Menge des durchgesickerten Wassers, das vom teilweisen Auftauen der oberen Viertel herrührte, war sofort wieder gefroren bei der Berührung mit den Säcken, in denen das unmittelbar darunter liegende Fleisch verpackt war.

Jedenfalls konnte man schon aus diesem Versuch schließen, daß örtliche Überhitzungen, besonders die Temperaturzunahme der Luft im Oberteil des Wagens, besonders zu beachten sind. Der Temperaturverlauf ist in den verschiedenen Teilen des sog. »isothermen« Wagens durchaus nicht gleich.

2. Versuch.

Derselbe Wagen wurde im leeren Zustande im Heizraum etwa 8 h lang erwärmt, so daß die Temperatur in seinem Innern + 30° bei Beginn der Beladung betrug. Dieser Versuch sollte durch Vergleich mit dem vorhergehenden den mehr oder weniger großen Wert der Vorkühlung zeigen.

Die mittlere Temperatur des Heizraumes von + 21,9° weicht sehr wenig von der des 1. Versuches (+ 22,3°) ab. Die Veränderung der Temperatur verlief dank der geregelten Heizung viel besser nach einer periodischen Kurve. Diesmal waren drei Registrierthermometer im Wageninnern aufgestellt worden. Sie waren während des ganzen Versuches in Tätigkeit, mit Ausnahme des einen, dessen Schreibstift drei Tage lang versagte. Dieses letztere Thermometer war unter der Wagendecke aufgestellt. Es hat eine regelmäßig verlaufende Sinuskurve aufgezeichnet mit all-

mählichem Ansteigen der mittleren Temperatur. Die Maxima wurden um 1 Uhr nachts und die Minima um 1 Uhr mittags erreicht. Der Unterschied zwischen Maximum und folgendem Minimum betrug etwa 1,7°, der zwischen zwei aufeinander folgenden Maxima oder Minima 0,7°. Die Kurve zeigt, daß die Lufttemperatur im Oberteil des Wagens nie unter 0° gefallen ist, das erste Minimum lag bei 1,5°, das fünfte bei 3°. Die mittlere tägliche Temperatursteigerung betrug 0,6—0,7°. — Das zweite Thermometer, an der Seitenwand aufgestellt, gab ebenfalls eine fast vollkommene Sinuslinie mit merklich schwächeren Wellen — 0,5° Unterschied zwischen Minimum und folgendem Maximum —, was zu erwarten war. Die gleichfalls schwache tägliche Temperaturzunahme betrug im Mittel 0,2°. — Das dritte, in der Mitte des Wagens aufgestellte Thermometer zeigte zuerst einen schnellen Abfall, währenddessen die Temperatur in einigen Stunden von + 28° auf ein Minmum von — 2,8° fiel, dann ein sehr langsames, fast wellenloses Ansteigen, und zwar in fünf Tagen, von — 2,8 auf — 1,9° oder täglich um etwa 0,2°. Man kann daraus schließen, daß es in einem noch besser durch das Fleisch geschützten Hohlraum stand als beim ersten Versuch. An der Wagentür war ein Auftauen der oberen und der an der Außenseite liegenden Fleischviertel im Betrage von etwa 20 vH zu bemerken. Somit ist auch hier der Hinweis auf die Ungleichheit der Temperaturen in den verschiedenen Teilen des Wagens am Platze.

3. Versuch.

Der Wagen war isoliert durch eine 80 mm starke Preßkorkschicht (er war mit Kühleinrichtung versehen im Gegensatz zu den späteren Ausführungen desselben Herstellers, die mit stärkerer Korkschicht, dafür aber ohne Kühler gebaut wurden). Anfängliche Erwärmung nur auf + 16°. Keine Vorkühlung. Mittlere Temperatur des Heizraumes + 23,9°, also etwas höher als bei den beiden vorhergehenden Versuchen. Drei Thermometer aufgestellt, etwa wie bei 2. Versuch. Das erste, unter der Wagendecke aufgestellte ergab eine periodisch Kurve von völliger Regelmäßigkeit, die aber weniger genau den Verlauf einer reinen Sinuslinie zeigte. Die Amplitude dieser Kurve ist viel größer; es besteht ein Unterschied von durchweg 4,2—4,5° zwischen jedem Maximum und dem Mittel der beiden daneben liegenden Minima. Der mittlere Anstieg erfolgt schneller und beträgt ungefähr 1° täglich. Das tägliche Maximum trat früher ein, zwischen 6 bis 7 Uhr abends, und zwar sehr kurze Zeit nach dem wirklichen Maximum der Heizkurve. — Das zweite Thermometer, dicht an der Seitenwand, nicht weit von der Tür aufgestellt, gibt eine Schwankung von geringer Amplitude (weniger als 1°) wie beim 2. Versuch, jedoch eine schnellere mittlere Erwärmung, genau 0,8° täglich. — Das dritte, mitten in der Ladung aufgestellte Thermometer zeigt deutlich eine Schwankung von wenigstens 0,5° totaler Amplitude und eine mittlere tägliche Erwärmung von etwa 0,7°.— Das Auftauen an der Wagentür nach 4 Tagen konnte auf 25 vH geschätzt werden. Das Nachsinken war beträchtlicher als beim 2. Versuch. In diesem beim 3. Versuch benutzten Wagen war das Fleisch nach 4 Tagen etwas mehr aufgetaut als in dem anderen Versuchswagen nach 6 Tagen.

Allgemeine Schlußfolgerungen aus den drei Versuchen von langer Dauer.

Aus einem Vergleich der Versuche 1. und 2. ergibt sich, daß die Vorkühlung das Auftauen um 1 bis 2 Tage verzögern kann. Isolierung mittels 150 mm starker Torf- oder Korkschicht macht die Vorkühlung überflüssig, falls die Aufenthaltsdauer des Fleisches im Wagen 4 Tage nicht übersteigt, und zwar gilt das für den Sommer auch in den ungünstigsten Fällen. Vorkühlung wird man demnach nur anwenden, um einer unvorherzusehenden Transportverlängerung Rechnung zu tragen. — Die Temperaturmessungen haben die wichtige Tatsache ergeben, daß im Wageninnern während eines Versuches bemerkenswerte Unterschiede herrschen, sowohl hinsichtlich der Schnelligkeit der Erwärmung als auch bezüglich des Eindringens der Wärmewellen, die durch die täglichen Schwankungen der äußeren Temperatur verursacht werden. Berücksichtigt man das nicht, so könnte man zu ganz falschen Schlüssen kommen. Beim 1. Versuch (mit Vorkühlung) ist das im Fleisch aufgestellte Thermometer in gerader Linie in 6 Tagen um 3° gestiegen, während beim 2., ohne Vorkühlung ausgeführten Versuch das entsprechende Thermometer in derselben Zeit nur um 1° angestiegen ist. Es wäre falsch, allgemein daraus zu schließen, daß die Erwärmung beim nicht vorgekühlten Wagen nur ⅔mal so schnell vor sich ging wie beim 1. Versuch. Der Unterschied in den beiden Fällen beweist nur, daß genannte Thermometer beim 2. Versuch besser vor dem Luftkreislauf im Wagen geschützt war. In den verschiedenen Hohlräumen im Wagen hat man nicht die gleichen Temperaturschwankungen, falls die Luft in ihnen ruht. Die Unterschiede können ziemlich groß sein, so daß der »isotherme« Wagen durchaus nicht seinen Namen verdient, wenn die Luft in ihm ruht. — Die Versuche 2. und 3., die unter ungefähr gleichen Bedingungen mit zwei verschiedenen Wagen angestellt wurden, gestatten uns, den Wert der beiden verwendeten Isoliermittel zu vergleichen. Beim 3. Versuch war der Wagen versehentlich nur bis auf + 16° statt + 30° geheizt worden. Um diesen Unterschied auszugleichen, wurde nachher die mittlere Temperatur des Heizraumes, während sich das Fleisch im Wagen befand, um 2° höher gehalten als beim 2. Versuch.

Beim 3. Versuch fand man:

1. Die Geschwindigkeit des Eindringens der Maxima war viel größer.
2. Die Amplitude der Schwankung war viel größer, besonders unter der Wagendecke.
3. Die mittlere Erwärmung ging schneller vor sich.

4. Der Temperaturverlauf im Wagen gab ziemlich genau die Einzelheiten der periodisch verlaufenden Kurve wieder, nach der die Heizung des Schuppens erfolgte, d. h. es war eine Fortpflanzung der über die Sinuslinie als Grundform aufgesetzten harmonischen Ordinatenvergrößerungen nachweisbar.
5. Das Eindringen der Schwankungen aus dem Heizraum war selbst bei der zwischen den Fleischvierteln eingeschlossenen Luft feststellbar.

Alle diese Eigentümlichkeiten der Kurven führen zu demselben Schluß: die Isolation des für den Versuch 3. benutzten Wagens war nahezu zweimal weniger wirksam als die des Musterwagens (1. und 2. Versuch).

Eine genaue Berechnung der Wärmedurchgangszahlen folgt im 2. Teil.

Angenäherte Berechnung der isolierenden Wirkung beim Musterwagen auf Grund der Temperaturaufzeichnungen im Heizraum und im Wagen.

Die Temperatur im Heizraum verlief nahezu periodisch, somit handelt es sich zunächst um die Beantwortung der Frage: Wie pflanzt sich eine periodisch veränderte Temperatur durch eine »Mauer« mit parallelen Außenwänden fort? — Ändert sich die Temperatur auf der einen Seite der Mauer nach einer Sinuslinie, so sind die Gesetze des Wärmedurchgangs ziemlich einfach; sie lassen sich nach der Fourierschen Theorie ableiten:

Die Temperatur auf der anderen Seite der Mauer wird sich ebenfalls nach einer Sinuskurve ändern, doch wird bei gleicher Periodenzahl die Phase um einen gewissen Betrag verschoben und die Amplitude um so mehr vermindert sein, je stärker und besser isoliert die Mauer ist.

Der Wert der Phasenverzögerung und das Verhältnis, in dem die Amplitude geschwächt ist, geben zwei völlig unabhängige Maße für die Wirksamkeit der Isolation oder, genauer, für das Verhältnis der Wärmeleitungszahl zur Wärmekapazität der Volumeneinheit.

Es gibt einerseits

$$\frac{K}{c \cdot D} = \frac{T}{4 \cdot \pi} \cdot V^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

und anderseits

$$\frac{K}{c \cdot D} = \frac{\pi}{T} \left(\frac{h}{\ln a} \right)^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

k Wärmeleitungszahl der isolierenden Masse,
c spez. Wärme der isolierenden Masse,
D spez. Gewicht der isolierenden Masse,
T Periode der Temperaturschwankung (24 h),
V Geschwindigkeit für die Fortpflanzung des Maximums,
ln natürlicher Logarithmus,
a Dämpfungsfaktor,
h Stärke der Mauer.

Ändert sich die Temperatur auf der ersten Seite der Mauer nicht sinusförmig, sondern nur periodisch, so ist die Kurve der Temperaturschwankungen nach dem Fourierschen Satze darstellbar durch eine Anzahl superponierter Sinuslinien. Ihre Phasen und Amplituden sind berechenbar, und zwar für die Perioden $T, \frac{T}{2}, \frac{T}{3}, \frac{T}{4}$ usw., d. h. 24, 12, 8, 6 usw. h. Jede der sinusförmigen oder einfach harmonischen Schwingungen pflanzt sich durch die Mauer für sich allein fort. Das Gesetz für die Barackenheizung war so gewählt worden, daß die Sinuslinien fehlen, die den geradzahligen harmonischen Schwingungen (d. h. 12, 6, 4 usw. h) entsprechen. Die harmonische Zerlegung dieser Kurve wird somit nur die ungradzahlig harmonischen (d. h. für 24 h, 8 h, 4 h 48 m usw.) ergeben. Außerdem hat der Versuch gezeigt, daß die an der inneren Wand des Musterwagens aufgezeichnete Kurve nahezu eine vollkommene Sinuskurve war. Die harmonischen Oberschwingungen waren fast vollständig durch die Mauer erstickt worden. Alles, was diesen Wagen anbelangt, beschränkt sich also auf die Grundschwingung mit der Periode von 24 h. Der Versuch 2. wurde herangezogen wegen der größeren Regelmäßigkeit der Kurve. Nachfolgend die Ergebnisse der graphischen Integration, welche für die Grundsinuslinie vorgenommen wurden:

Die gefundene Totalamplitude liegt kaum unter der äußersten Differenz der Temperaturen in der zusammengesetzten Kurve: 24,4° statt 25°. Was die Verzögerung anbetrifft, so findet man, daß das Maximum und Minimum der Grundkurve, die dem absoluten Maximum und Minimum des Heizraumes um etwa 4 h vorauseilen, um 2 Uhr nachmittags — das Maximum — und um 2 Uhr nachts — das Minimum — eintraten. Demgegenüber geben die im Innern des Wagens aufgezeichneten Kurven 1 Uhr nachts als angenäherte Zeit für das Maximum an sowohl unter der Wagendecke als auch an den Seitenwänden. Das macht eine Verzögerung von 11 h für die Maxima der Grundkurve.

Die Stärke der Torfschicht betrug 150 mm, die der Holzwände insgesamt 60 mm. Holz hat aber eine doppelt so große Wärmeleitfähigkeit. Für die angenäherte Berechnung von k kann man daraufhin als gleichwertig eine Torfschicht von 180 mm Stärke annehmen. Die Geschwindigkeit V, mit der die Maxima durch die Wagenwand hindurch fortschreiten, beträgt somit:

$$V = \frac{0{,}18}{11} = 0{,}164 \text{ m/h}$$

und nach Gl. (1)

$$\sqrt{\frac{K}{c \cdot D}} = 0{,}022.$$

Die Aufzeichnungen der letzten beiden Tage an dem unter der Wagendecke angebrachten Thermometer geben genau 1,1° als Totalamplitude der Sinuslinie an. Danach ergibt sich für

$$a = \frac{1{,}1}{24{,}4} = \frac{1}{22}$$

und nach Gl. (2)

$$\sqrt{\frac{K}{c \cdot D}} = 0{,}021.$$

Die Übereinstimmung zwischen beiden Rechnungswegen ist bemerkenswert. Der erstere ist augenscheinlich der genauere, da es als gegeben anzusehen ist, daß die im Innern des Wagens verzeichneten Sinusschwingungen eine kleine Amplitude besitzen. Besonders zweifelhaft ist es, ob das Thermometer genau die Temperatur auf der Innenseite der Wand anzeigt, beispielsweise gibt bei demselben Versuch das ganz gegen die Wand gestellte Thermometer, das ununterbrochen lief, eine ungefähr ½ mal so starke Totalamplitude, etwa 0,5°. Setzt man diesen letzten Wert ein, so erhält man für

$$a = \frac{0,5}{24,4} = \frac{1}{49}$$

und nach Gl. (2)

$$\sqrt{\frac{K}{c \cdot D}} = 0,017.$$

Die Übereinstimmung ist hier naturgemäß weniger gut. Wählt man den durch die erste Methode erhaltenen sicheren Wert, so ergibt sich

$$\frac{K}{c \cdot D} = 0,00048.$$

Die spez. Wärme c des Torfes wurde zu 0,45 kcal/kg,° C ermittelt. Das Raumgewicht des eingerüttelten Torfes ist ungefähr 200 kg/m³, daher

$$c \cdot D = 90 \text{ kcal/m}^3 \text{ und}$$
$$K \backsim 0,044 \text{ kcal/h, m,}$$

eine etwas klein erscheinende Zahl, die jedoch nicht allzusehr von dem Ergebnis meiner sorgfältigsten, unmittelbaren Messungen (0,051) abweicht. Die Berechnung war ja auch hier nur eine angenäherte, sie wurde erwähnt, da sie als Grundlage für die Laboratoriumsmethode zur Bestimmung von k im absoluten Maß benutzt wird (vgl. den 3. Teil des Aufsatzes).

Versuche über verschiedene Arten der Abkühlung des Wagens.

Die Vorkühlung kann auf drei verschiedene Arten ausgeführt werden, und zwar durch:

1. Eis, das in großen Kästen an den beiden Enden des Wagens oder an der Decke untergebracht wird.

2. Kühlflüssigkeit, Chlorkalziumlösung, abgekühlt auf etwa — 15°, die in glatten oder Rippenrohren umläuft. Die Kühlkörper können fliegend eingesetzt werden, so daß man sie nach erfolgter Kühlung fortnimmt, oder sie werden fest an den Stirnwänden oder an der Decke angebracht. Eine Pumpe führt die Salzlösung den Kühlrohren zu, aus denen sie zur Maschine zurückfließt. Soll eine größere Zahl von Wagen gekühlt werden, so ist es vorteilhaft, sie einzeln an eine gemeinsame Zubringer- und Abführungsleitung anzuschließen.

3. Luft, die durch Luftkühler beliebiger Bauart gekühlt und durch Ventilatoren bewegt wird. Die Wagen werden am besten an die gemeinsame Zuführungs- und Rückleitung angeschlossen. Für diese Leitungen werden sorgfältig isolierte Holzrohre von großem Querschnitt benutzt. Mit diesen Windleistungen werden die Wagen durch Luftschläuche verbunden.

Um die Vorkühlung auch bei höherer Außentemperatur vornehmen zu können, benutzt man im allgemeinen dazu gut vor Wärmeeinstrahlung geschützte Tunnel, Hallen oder Schuppen.

Die Versuche über diese drei Arten der Vorkühlung konnten aus Mangel an Zeit nur sehr unvollständig durchgeführt werden. Immerhin zeitigten sie folgende Ergebnisse:

1. Vorkühlung mit Eis.

a) Sie erfordert wenigstens 1—2 t, also eine recht beträchtliche Menge Eis für den Wagen.

b) Die Füllung der Eiskästen muß etwa 24 h vor Eintritt wirksamer Kühlung erfolgen.

c) Die Temperatur des Wagens läßt sich kaum unter + 4° erniedrigen.

d) Die langsam erfolgte Abkühlung dringt ziemlich tief in die Isolierschicht ein, so daß ihre Wirkung auch entsprechend lange anhält.

Nur ein Versuche wurde vorgenommen, bei dem die Kästen mit 750 kg Eis beschickt wurden. Trotz einer Außentemperatur von nur + 9° war das Ergebnis nur wenig befriedigend. In 21 h konnte nur von + 10° auf 5,5° gekühlt werden. Wegen der großen Zeiterfordernis und der dabei erzielten geringen Wirkung wurde davon Abstand genommen, die Vorkühlung mittels Eis an den zum Gefrierfleischtransport bestimmten Wagen vorzunehmen.

2. Vorkühlung mit Salzlösung.

Diese Vorkühlmethode wurde in zahlreichen Versuchen am Bénard-Delpon-Wagen erprobt, und zwar zunächst mit Rippenkühlrohren, die unter der Wagendecke entlang geführt waren, spätere mit an den Stirnwänden aufgestellten Kühlregistern. Die Kühlfläche betrug in beiden Fällen 35 m_6; die Pumpe lieferte nur etwa 80 l/min. Quecksilberthermometer zeigten die Temperaturen der Flüssigkeit beim Eintritt in den Wagen und beim Austritt aus ihm an. Sie ergaben im allgemeinen einen Unterschied von 1°. Es konnten folgende Eigentümlichkeiten dieser Vorkühlungsart festgestellt werden:

a) Die Wirkung tritt sofort ein; so fiel bei einem Versuch die Temperatur im Wageninnern in 2 h von + 18° auf + 2°. Die Kühlrohre waren dabei an der Decke angebracht. Ein Ventilator hielt die Luft im Wagen in Bewegung. Der Wagen war vorher im Heizraum erwärmt worden. Der Verlauf der Temperaturkurven gestattete den Schluß, daß die Temperatur merklich unter 0° gesunken wäre, wenn man die Kühlung noch 2 h fortgesetzt hätte.

b) Eine länger andauernde Wirkung ist nur durch eine genügend lange Vorkühlung zu erzielen. Nach zweistündiger Vorkühlung, die von einer Anfangstemperatur von + 18° erfolgte, ließ man die Wagentüren geschlossen und stellte dann fest, daß nach Ver-

lauf von 3 h sich die Luft im Wagen auf + 7° und nach 11 h auf + 11° wieder erwärmt hatte. Die Wirkung der Vorkühlung hätte sich bei gleicher Dauer durch erhöhte Wärmeentziehung natürlich noch wesentlich steigern lassen, z. B. wenn diese statt der erreichten 4000 kcal vielleicht 10000 kcal betragen hätte, was bei Verwendung einer größeren Pumpe und besser isolierter Rohrleitungen zu erzielen gewesen wäre.

3. Vorkühlung mit Kaltluft.

Über dieses namentlich in Amerika viel angewandte Verfahren liegen zahlreiche Erfahrungen vor. Bei Obst wendet man sie im allgemeinen nach der Beladung an, um gleichzeitig Luft und Früchte abzukühlen.

Bei den Versuchen mußte man die Luft aus einem kalten Raum entnehmen. Es diente dazu ein elektrisch angetriebener Ventilator von 2 PS. Die aus Blech hergestellte Behelfsrohrleitung hatte 80 mm Durchm. und wurde durch Strohumwicklung isoliert. Trotzdem die Versuche stark abgekürzt werden mußten, haben sie doch so günstige Ergebnisse gezeitigt, daß man sich zum Bau einer Anlage mit Rieselkühler zur Abkühlung der Luft entschloß.

Die unter 2. und 3. genannten Vorkühlungsmethoden sind hinsichtlich ihrer Wirkung nahezu gleichwertig. Die mit Salzlösung erfordert eine ziemlich kostspielige Ausrüstung der Wagen, die sich noch besonders durch ihr Gewicht (etwa 1 t) ungünstig bemerkbar macht. Die mit Kaltluft erfordert an den Kühlstationen feste Anlagen mit sehr sorgfältiger Isolierung.

Für beide Arten ist die Frage zu entscheiden: Ist es zweckmäßiger, vor oder nach erfolgter Beladung zu kühlen? — Wie oben erörtert, kühlte eine Ladung von etwa 10 t Gefrierfleisch von der Temperatur — 6° das ganze Wageninnere nach Verlauf einiger Stunden auf einige Grad unter 0° ab, trotzdem die Anfangstemperatur der Wände und der Luft + 30° betrug. Nun kann die Kühlung mit Salzlösung (— 10°) oder Kaltluft (— 5°) nur dann wirksam sein, wenn die Temperatur der zu kühlenden Luft und der Wände beträchtlich über der des Kühlmittels liegt. Das ist der Fall, wenn die Kühlung vor der Beladung erfolgt. Unmittelbar nach der Beladung kann die Kühlung noch von Nutzen sein, wenn z. B. die strömende Kaltluft an den vom Fleisch durch Gitter getrennten, noch höher erwärmten Wänden entlang streichen kann. Wartet man aber einige Stunden, so hat das Fleisch schon die Abkühlung der Wände und der Luft bis auf 0° und darunter besorgt. Die Kühlmittel werden dann nur noch ganz wenig oder gar nicht mehr wirksam sein können. Man muß also vor der Beladung kühlen, allerdings geht bei lange dauerndem Einladen ein erheblicher Teil des durch die Vorkühlung erzielten Gewinnes verloren.

Hat dagegen das Fleisch schon mehrere Tage im Wagen gelegen, so daß es aufzutauen beginnt, so ist eine nachträgliche Kühlung von unbestreitbarem Nutzen. Sie kann z. B. durch eine im Eisenbahnzuge mitgeführte Kälteerzeugungsanlage ausgeführt werden und hat die Aufgabe, das schon weiche Fleisch wieder zum Gefrieren zu bringen, ferner Luft und Wagenwände wieder unter 0° abzukühlen.

(Fortsetzung folgt.)

Rohrleitungen im Kältemaschinenbau.[1])

Von Ingenieur H. Heinzmann, Berlin.

I. Baustoff und Anordnung.

Die folgenden Ausführungen sollen nicht wissenschaftliche Untersuchungen sondern nur eine kurze Beschreibung der im Kältemaschinenbau Verwendung findenden Rohre sowie deren Berechnung bringen. Die Daten und Berechnungen sind als Mittelwerte anzusehen und der Praxis entnommen und auch für diese bestimmt.

Neben einwandfreier Ausbildung von Kompressor, Kondensator und Verdampfer erfordern die Rohrleitungen unbedingt richtige Bemessung, denn der beste Kompressor und der reichlichst bemessene Kondensator und Verdampfer können eine volle Leistung nur aufweisen, wenn die Verbindungsleitungen richtig ermittelt sind; das gleiche gilt von Kessel und Dampfmaschine. Zu große Leitungen sind unwirtschaftlich, ganz abgesehen von den hohen Anlagekosten, und man soll sie daher sorgfältig nachrechnen und nicht veralteten Zahlentafeln entnehmen.

Baustoff.

Gußrohre werden bekanntlich als Flanschenrohre und als Muffenrohre hergestellt, schmiedeeiserne als Gasrohre, die aber, da sie meist stumpf geschweißt sind, nur für ganz niedrigen Druck, wie er in Gasleitungen herrscht, in Betracht kommen, ferner als sogenannte Siederohre und als starkwandige oder Preßrohre.

Dr. O. Kröhnke hat in seinem im Verlag R. Oldenbourg, München, 1911, erschienenen Werk eingehende Versuchsergebnisse über das Verhalten von aus verschiedenem Material hergestellten Rohren in Salzlösungen veröffentlicht.

Als hauptsächlich den Kältemaschinenbau interessierende Punkte will ich folgendes daraus anführen:

In Chlormagnesiumlösungen und Chlorkalziumlösungen wird Gußeisen allgemein stärker angegriffen als Schmiedeeisen. In Kochsalzlösungen wird Schmiedeeisen stärker angegriffen als Gußeisen. Das Verhalten von Guß- und Schmiederohren in Wasser ist verschieden, da es ganz von der Beschaffenheit der in diesem gelösten Stoffe abhängig ist. Ich erwähne noch, daß Meerwasser und kohlensäurehaltiges Wasser Schmiedeeisen bedeutend stärker angreifen als Gußeisen. Ferner sei noch hervorgehoben, daß der Rostbildungsvorgang nicht nur von der Art der gelösten Salze sondern auch von deren Konzentration abhängig ist. So hat Kröhnke durch Versuche auch die kritischen Konzentrationen der einzelnen Arten von Salzlösungen festgestellt,

[1]) Vorgetragen im Berliner Kälte-Verein 1920.

bei denen die Rostbildungen am stärksten auftraten. So ist zum Beispiel bei Kochsalz (NaCl) die kritische Konzentration bei 17,1 vH Salzgehalt. Außer Korrosionen an Leitungen können im Wasser schwebende Stoffe aber auch Verstopfungen hervorrufen, was bei manganhaltigem und stark kalziumhaltigem Wasser der Fall ist. Im ersteren Falle entsteht nämlich durch Bakterientätigkeit ein Manganschlamm, der die Rohre allmählich verstopft und so zu einer Katastrophe führen kann, wie es bei der Wasserleitung in Breslau 1906 der Fall gewesen ist (s. Journal f. Gasbeleuchtung 1907, S. 23, 362 ff.). Im letzteren Falle treten Kalkablagerungen auf.

Bei dem Verlegen von Gußrohren muß vorsichtig zu Werke gegangen werden. Dieses gilt besonders bei Verlegen unter Erde, in rutschendem oder arbeitendem Gelände, wie z. B. Bergwerksgegenden; auf moorigem oder frisch geschüttetem Boden sollen Gußrohre überhaupt nicht verlegt werden. Eine unbedingt sichere Unterfutterung und eine gute Lagerung ist bei Gußrohren immer erforderlich. Die Bruchgefahren sind bei kleinen Rohrabmessungen größer wie bei großen Rohren, da das Widerstandsmoment der letzteren bedeutend größer ist. Man hat im Gas- und Wasserleitungsfach die Erfahrung gemacht, daß Brüche bei Rohren von über 125 mm Durchm. selten vorkommen, dagegen bei Rohren von 2 und 3″ im Lichten häufiger sind.

Neben gußeisernen Flanschenrohren werden auch noch gußeiserne Muffenrohre hergestellt. Sie werden durch Einlegen eines getränkten Hanfzopfes und Hintergießen und Verstemmen von Blei bzw. von Bleizöpfen abgedichtet. Muffenrohrleitungen dürfen niemals für heißes Wasser Verwendung finden, da durch die Dehnung der Rohre die Muffendichtungen allmählich herausgeschoben werden.

Auszug aus den Rohrnormalien, aufgestellt vom Verein deutscher Ingenieure 1912.

Sämtliche Rohre, Formstücke, Ventile usw. sind mit dem Zweifachen des höchsten Betriebsdruckes unter Abklopfen mittels Wasserdruckes zu prüfen.

Gußeisen darf bis 8 at zu Rohren, Formstücken und Ventilkörpern für alle Durchmesser, von 8 bis 13 at zu Ventilkörpern und Formstücken für alle Durchmesser, zu Rohren bis 150 mm Durchm., über 13 at überhaupt nicht verwendet werden, mit Ausnahme von Ventilen bis 50 mm Durchm.

Das Gußeisen muß für 30 mm starke Rundstäbe mit Gußhaut bei 600 mm Auflager-Entfernung eine Biegungsfestigung von mindestens 3400 kg/cm² und eine Durchbiegung von mindestens 10 mm aufweisen.

Bronze ist für Ventilkörper und Formstücke bei Temperaturen bis 220° zulässig. Die Bronze soll bei Zimmertemperatur eine Zugfestigkeit von mindestens 2000 kg/cm² und wenigstens 15 vH Dehnung besitzen.

Aus Fluß- oder Schweißeisen werden die Rohre selbst und die Schrauben angefertigt. Flansche werden aus Flußeisen, Schweißeisen oder Stahlguß hergestellt; Ventile aus Stahlguß, Formstücke aus Stahlguß, Fluß- oder Schweißeisen.

Die Festigkeiten dieser Materialien sollen sein:

Flußeisen 3600 bis höchstens 4500 kg/cm² bei wenigstens 20 vH Dehnung.

Schweißeisen mindestens 3400 kg/cm² in der Längsrichtung bei wenigstens 12 vH Dehnung, in der Querrichtung mindestens 3200 bei wenigstens 8 vH Dehnung.

Stahlguß mindestens 3800 kg/cm² bei wenigstens 20 vH Dehnung.

Die Meßlänge für Festigkeit und Dehnung $l = 11{,}3\sqrt{f}$, wenn f der Stabquerschnitt ist.

Kupfer, das eine Festigkeit von mindestens 2100 kg/cm² bei mindestens 35 vH Dehnung haben soll, darf ebenso wie die Bronze für Dampf von hoher Spannung über 12 at und für überhitzten Dampf überhaupt nicht verwendet werden.

An Stelle der Bronze kommt dann als Dichtungsmaterial für die Ventilsitze eine Nickellegierung in Frage.

Bei Berechnung der Flanschenschrauben wird der höchste Betriebsdruck zugrunde gelegt, und zwar eine Fläche, die gleich dem äußeren Packungsdurchmesser ist; für Festigkeit sind vom Normenausschuß folgende Werte festgesetzt worden:

Für 20 at Betriebsdruck ist die Beanspruchung pro cm² im Kerndurchmesser:

½ ″	= 180	bis	246	kg
⅝ ″	= 192	»	363	»
¾ ″	= 257	»	370	»
⅞ ″	= 327	»	390	»
1 ″	= 341	»	399	»
1⅛ ″	= 360	»	462	»

Als Konkurrent der gußeisernen Muffenrohre und Flanschenrohre treten seit ca. 20 Jahren bejutete schmiedeeiserne Muffenrohre auf, die in Längen bis zu ca. 10 m hergestellt werden und natürlich jede Bruchgefahr ausschließen. Allgemein sei zu dem großen Wettstreit der gußeisernen gegen schmiedeeiserne Rohre gesagt, daß bei größeren Rohrnetzen, z. B. bei großen Brauereien, die örtlichen Verhältnisse bezüglich Wasser- und Bodenbeschaffenheit eingehend geprüft werden müssen und die Gas- und Wasserwerke allgemein hier am Orte die größte Erfahrung besitzen. Erwähnt sei auch noch, daß in Industriegegenden bzw. in der Nähe großer Kraftwerke, vagabundierende Ströme an gußeisernen wie schmiedeeisernen, sogar auch an Bleirohren in ganz kurzer Zeit große Zerstörungen anrichten können.

Für Dampf- und Wasserleitungen kommen in erster Linie schmiedeeiserne Rohre in Betracht, die in den Abmessungen bis 300 mm im Lichten nahtlos hergestellt werden, darüber als patentgeschweißte, d. h. überlappt geschweißte Rohre auf den Markt kommen. Der Vorzug der nahtlosen Rohre liegt auf der Hand, doch ist es nicht leicht, ein nahtloses von einem patentgeschweißten Rohr zu unterscheiden,

zumal die Schweißung, namentlich bei kleinen Rohren, vielfach sehr sauber ausgeführt wird. Die sicherste Probe ist die metallographische, und zwar wird ein mit der Säge abgeschnittener Rohrring in seiner Schnittfläche poliert und darauf geätzt, worauf bei mikroskopischer Betrachtung (etwa 100facher Vergrößerung) die Schweißstelle durch eine ganz besondere Bildung der Ätzfiguren deutlich hervortritt, während ein nahtlos gezogenes Rohr in seinem ganzen Querschnitt bei richtiger Herstellung durchweg die gleiche Struktur zeigt.

Die auf dem Markt befindlichen sogenannten schmiedeeisernen Rohre, bzw. Siederohre, sind meistens aus bestem Flußeisen — Stahlqualität — hergestellt und werden auch vielfach als »Stahlrohre« gehandelt; sie sind zugelassen für einen Betriebsdruck bis 20 at und 400° Dampftemperatur, und zwar für alle Abmessungen, sofern die Rohre nahtlos oder patentgeschweißt (überlappt geschweißt) hergestellt werden. Für Ammoniak kommen nur Leitungen aus Eisen, für schweflige Säure auch solche aus Kupfer in Betracht.

Das Biegen der Rohre.

Beim Biegen soll beim patentgeschweißten Rohr die Naht in der neutralen Achse liegen, also weder auf dem Rücken noch auf der Innenseite, damit die Schweißstelle nicht unnötig stark beansprucht wird.

Das Biegen erfordert große Aufmerksamkeit und Fertigkeit und sei darum hierauf etwas näher eingegangen.

Starkwandige Rohre, bis ca. 40 mm im Lichten, werden auf der Biegemaschine ohne Sandfüllung gebogen, dagegen müssen normalwandige Rohre selbst bei 1″ Stärke schon gefüllt werden, da sonst das Rohr beim Biegen flach wird oder Falten bekommt.

Zum Füllen der Rohre wird ein nicht zu feinkörniger Sand, am besten Flußsand verwendet, der aber möglichst im Rohr nicht festbrennen soll, da seine Entfernung im Rohrbogen sonst bisweilen außerordentlich schwierig ist. Unreine Rohre bringen aber insbesondere bei Dampf- und Kältemaschinen die größten Betriebsstörungen mit sich, und es kann daher nicht genügend Sorgfalt auf gründliche Entfernung aller Sandteilchen verwendet werden. Wo ein Festbrennen von Sand nicht zu vermeiden ist, muß versucht werden, ihn durch Klopfen oder Kratzen zu entfernen. Ist dieses nicht möglich, so kann man auch die Rohre mit einer schwachen Salzsäurelösung beizen (1 Teil HCl auf 10 Teile H_2O), wofür natürlich der Billigkeit halber rohe Salzsäure zu verwenden ist. Man läßt den mit der Lösung gefüllten Rohrbogen einige Stunden stehen, bis sich der Sand gelöst hat, doch ist ein gründliches, mehrmaliges Nachspülen mit reinem Wasser und Austrocknen unbedingt erforderlich. Das Anbeizen der Rohre ist bei Wasser- und Solerohren, wo Sandkörnchen nicht so gefährlich werden können, nicht erforderlich, doch sollen nicht etwa größere Mengen, die als feste Kruste oder Kuchen zusammengebackt sind, in den Rohren bleiben, da sie sich dann im Betrieb loslösen und ein Rohr oder ein Ventil vollständig verstopfen können.

Der Sand muß vor dem Einfüllen in die Rohre sorgfältig getrocknet werden. Verwendet man nassen Sand, so verdampft beim Erhitzen des Rohres das Wasser und beult oder reißt das Rohr auf. Während des Einfüllens und Nachfüllens müssen die Rohre gut geklopft werden, damit der Sand in dem Rohr sich setzt und festliegt; das Rohr wird dann beiderseits mit Holzstopfen gut verschlossen.

Das Anwärmen der Rohre geschieht in der Werkstatt, meistens im Gasgebläse; auf der Montage, bei kleinen Rohren, bis etwa 50 mm l. W., auf der Feldschmiede und darüber auf dem sogenannten Zugfeuer.

Handelt es sich um eine kleine Montage, so genügt ein aus Steinen gebautes und mit Rosten versehenes Zugfeuer, bei großen Anlagen werden aber deren mehrere benötigt, und empfiehlt sich die Verwendung transportabler Zugfeuer, die aus Profileisen leicht hergestellt werden können.

Die Rostlänge eines solchen Zugfeuers kann für Rohre

bis	120 mm Durchm.	mit ca.	1,0 m
»	200 » »	» »	1,6 »
»	275 » »	» »	2,2 »

angenommen werden bei einer Breite von ca. 0,5 bis 0,8 m und einer Höhe von 0,3 bis 0,5 m.

Als Rost können alte Kesselroststäbe oder auch Vierkanteisen von 20 × 20 mm bzw. 25 × 25 mm genommen werden, die an den Seiten zwecks sicherer Auflagerung flach geschlagen sind, wodurch der Abstand der Stäbe gegeben ist. Die Seitenwände sind mit Blechen zu bekleiden oder als Gitterwerk auszuführen von 3/8″ bis ½″ Rundeisen mit ca. 40 bis 60 mm Abstand.

Als Feuerungsmaterial dient mit Holzkohle vermischter Koks, womit eine gleichmäßige Erwärmung des Rohres erzielt wird.

Die Rohre werden in der Werkstatt auf der Biegeplatte, einer schweren gußeisernen, gut verankerten Platte, auf der Montage im Biegestock, der aus [- oder T-Eisen zusammengeschraubt und eingestampft bzw. einbetoniert ist, gebogen.

Das Rohr soll an der richtigen Stelle gebogen werden und ferner soll der Bogen gleichmäßig sein und in erster Linie ist darauf zu achten, daß das Material gleichmäßig beansprucht wird, da sonst leicht das Rohr aufreißt.

Denken wir uns ein Siederohr von 100 mm l. W., dessen genaue Abmessungen 108 × 100,5 mm sind, das um 90° gebogen werden soll, so ist bei einem Biegungsradius $r = 4$, $d = 416$ mm die zu biegende Strecke $\backsim$653 mm lang. Beim Biegen wird die Rückenfaser des Rohres etwa 82 mm gestreckt und die ursprüngliche Wandstärke des Rohres von 3,75 mm wird jetzt 3,32 mm vermindert; auf der Innenseite wird

die Faser gekürzt und die Wandstärke nimmt entsprechend zu.

Biegen wir ein Rohr von 38 × 30 mm mit einem $r = 1,9$, $d = 65$ mm, so wird die Außenfaser 3,16 mm stark, also um 0,84 mm schwächer. Es tritt hier jedenfalls schon eine starke Materialbeanspruchung auf.

Ferner ist zu berücksichtigen, daß der Biegevorgang niemals gleichmäßig verläuft und die Materialbeanspruchung demzufolge größer wird. Man soll also den Biegungsradius möglichst groß wählen schon mit Rücksicht auf die geringeren Strömungswiderstände, die ein großer Bogen gegenüber dem kleinen bietet. Als Norm kann angenommen werden: $r = 4\ d$ bis $5\ d$, wobei r den Krümmungsradius und d den mittleren Rohrdurchmesser bedeuten. Bei maschinell gebogenen Rohren, z. B. bei Rohrschlangen, kann man bis zu 2″ l. W. bei normaler Wandstärke (Siederohre) bis zu einem $r = 2,3\ d$, bei starkwandigen Rohren und Kupferrohren sogar bis $1,9\ d$ heruntergehen, jedoch ist bestes Material hierfür Grundbedingung, das auch nach dem Biegen keinerlei Risse aufweisen darf.

Als Flanschenmaterial kommt in erster Linie Schmiedeeisen in Frage. Erwähnt sei, daß bei großen Dampfleitungen von hoher Spannung und hoher Überhitzung auch Stahlgußflanschen Verwendung finden, und zwar führt die Spezialfirma Franz Seiffert & Co., A.-G., Berlin-Eberswalde, ihre sämtlichen Flanschen in Stahlguß aus und erblickt in der größeren Härte des Stahlgusses gegenüber dem Schmiedeeisen einen Vorteil. Es wird ausgeführt, daß beim Aufwalzen des Rohres das Rohr fester in dem härteren Stahlgußflansch sitzt als in dem gleichharten Schmiedeeisen, auch kann beim Aufwalzen ein Weiten des Flansches und ein Abwürgen des Rohres beim Stahlgußflansch nicht so leicht erfolgen als bei Schmiedeeisen, da der erstere Flansch schwerer nachgibt und der Rohrleger beim Aufwalzen sicherer und leichter merkt, wann das Rohr festgewalzt ist und der Flansch festsitzt. Es sollen auch Brüche von schmiedeeisernen Flanschen bei Dampfleitungen vorgekommen sein, während bei Stahlgußflanschen derartige Fälle noch nicht eingetreten sein sollen. Der Bruch eines schmiedeeisernen Flansches ist aber jedenfalls äußerst selten und könnte nur infolge fehlerhafter Herstellung eingetreten sein.

Das Aufwalzen der Flanschen muß mit großer Sorgfalt geschehen. Zunächst muß der Flansch richtig, also winkelrecht, auf dem Rohr sitzen, was mit dem Flanschenwinkel geprüft wird und soll dicht halten. Er muß auch genügend Festigkeit gegen Verschiebung bei Rohrdehnungen haben, denn die Beanspruchung der Flanschen durch die Längenänderung der Rohre ist selbst bei Einbau von Ausgleichern eine sehr große und schon viel Unglück ist durch Abreißen von Flanschen, sogar bei Niederspannungsleitungen, geschehen. Außer eingedrehten Walzrillen sind die Flanschen auf der Innenseite der Bohrung mit einer Phase versehen, um das eingewalzte Rohr anbörde'n zu können, was für die Festigkeit des Flansches von großer Wichtigkeit ist. Um ein Abreißen der Flanschen bei großen Dampfleitungen von hoher Spannung zu verhüten, werden die Rohre nach erfolgtem Aufwalzen noch aufgenietet.

Für kleine Rohre, bis ca. 40 mm l. Durchm. werden bei Ammoniak- und Schwefligsäureanlagen vielfach Gewindeflanschen genommen, doch müssen die Rohre dann starkwandig sein, wie es also bei den Verdampfer- und Kondensatorschlangen der Fall ist. Die normalen Siederohre werden aufgewalzt, und zwar schon von 20 mm l. W. an. Während für Dampf-, Luft- und Wasserleitungen bis 20 at ein einfaches Aufwalzen genügt, ist bei Ammoniak- und Schwefligsäureleitungen außerdem vollkommenes Abdichten durch Schweißen oder nachheriges Verzinnen bzw. Hartlöten der Flanschen (letzteres aber nicht bei Ammoniakmaschinen anwendbar) erforderlich. Für Dampfleitungen ist ein hart gelöteter Flansch noch bis höchstens 50 mm Durchmesser, und zwar nur für Naßdampf zulässig. Bei Heißdampf bzw. größeren Abmessungen müssen die Rohre aufgewalzt oder geschweißt werden.

Für Kohlensäureleitungen werden nur starkwandige Rohre mit aufgeschraubten Flanschen genommen, Kupferringe dienen bei lose aufgeschraubten, bei fest aufgelötetem bzw. verzinntem Vulkanfiber als Dichtung.

Als Dichtungsmaterial werden für Wasser- und Soleleitungen Gummidichtungen mit Einlage, für Dampf fast ausschließlich Klingerit, Kooperit oder ähnliches Material und für NH_3 und SO_2 gleichwertiges Ersatzmaterial oder auch Idealgummi verwendet.

Eine für Wasser, Sole und auch Niederdruckdampf gute und billige Packung wird hergestellt aus der im Handel erhältlichen Dichtungspappe, die in Firnis getränkt wird.

Um bei Kälteleitungen ein Herausfliegen der Packungen zu vermeiden, werden die Flanschen mit Feder und Nut ausgeführt. Bei Dampfleitungen können bis 20 at Betriebsdruck glatte Flanschen verwendet werden.

Ein Einfetten von Muttern und Gewindebolzen mit einem Gemisch von Öl und Graphit, wofür gewöhnliche Handelsware genommen wird, hat sich auf der Montage vorzüglich bewährt. Bei Heißdampfleitungen soll Heißdampfzylinderöl genommen werden mit Graphit untermischt und es soll nicht allein der Gewindezapfen, sondern auch die Mutter auf ihrer Tragfläche etwas eingefettet werden, wodurch ein Abwürgen der Schrauben, das infolge zu großer Reibung auf der Sitzfläche eintritt, ausgeschlossen wird. Man ist dann immer in der Lage, die Muttern selbst nach Jahren wieder abzuschrauben.

Die Befestigung von Rohrleitungen geschieht mittels Schellen, die als Hänge-, Pendel- oder Tragschellen ausgebildet werden; damit den Rohrdehnungen leicht nachgegeben werden kann, werden die Tragschellen auf Rollenlagen ruhend oder ähnlich ausgeführt.

Bei der Anbringung der Schellen ist zunächst die sichere Lagerung des Rohres zu beachten, wobei also

insbesonders bei Wasser- und Soleleitungen das Gewicht der gefüllten Leitung einschließlich der Isolierungen berücksichtigt und ferner unbedingt die Dehnbarkeit des Rohres beachtet werden müssen. Die Entfernung der Rohrschellen voneinander beträgt bei kleinen Leitungen von ca. 1" l. W. etwa 2 m und geht bei größeren bis zu 4 m, bei ganz großen Dampf- und Gasleitungen bis zu 5 m; bei Wasser- und Soleleitungen, die noch isoliert werden, soll man über 4 m mit der Schellenentfernung nicht gehen. Jede Leitung muß so entworfen und verlegt werden, daß die Flanschen immer zugänglich sind und eine Demontage von Leitungen oder Ventilen möglich ist.

Die Ausdehnung der Rohrleitungen.

Bei dem Entwurf von Rohrleitungen muß unbedingt die Ausdehnung der Rohre berücksichtigt werden, und zwar gilt dies nicht nur für Dampfleitungen, nicht allein für Druckleitungen von Kompressoren, die ja auch Temperaturen bis 100° aufweisen, sondern insbesondere auch für Soleleitungen.

Stellen wir uns eine Soleleitung von 100 m Länge vor, die im Freien verlegt wird und für eine Sole-Temperatur von —25° bestimmt ist. Die Ausdehnung von 1 m schmiedeeisernem Rohr beträgt für 1° Temperaturdifferenz rd. 0,011 mm. Bei einer Außentemperatur von 35° ergibt sich ein Temperaturunterschied von 60°; die 100 m lange Leitung wird hierbei eine Längenausdehnung von ∾ 66 mm erfahren. Es ist einleuchtend, daß diese Längenänderung aufgenommen werden muß, und zwar kommen hierfür Längenausgleicher, wie sie die Fa. Franz Wagner, Crimmitschau i. Sa., herstellt oder auch Linsenkompensatoren in Betracht; beide werden ein- und mehrwellig ausgeführt. Man kann wohl allgemein Temperaturschwankungen bis 30° auch selbst bei langen in geraden Strecken verlegten Rohrleitungen zulassen; darüber hinaus aber muß entweder durch geeignete Rohrführung, die schon aus Billigkeitsgründen anzustreben ist, oder Dehnungsvorrichtungen ein Ausgleich geschaffen werden.

Bei der Rohrführung und Anordnung der Apparate im Kältemaschinenbau muß auch unbedingt auf die Ausdehnungsmöglichkeit der Druckleitung geachtet werden. Man soll daher z. B. nicht im kurzen Bogen vom Ölabscheider, der meist fest verankert ist, an die Verteilungsstücke eines Kondensators gehen; denn man läuft Gefahr, die Flanschen in der Druckleitung bzw. an den Verteilungsstücken niemals sicher dicht zu bekommen, da z. B. ein 3 m langes Rohr eine Ausdehnung von ca. 3 mm bei 100° Überhitzungstemperatur erfährt und diese Ausdehnung sich durch Sperren der Flanschen bemerkbar macht, was Undichtigkeiten, Aufreißen der Lötstellen usw. zur Folge hat.

Man wird also hier ganz besonderen Wert auf geeignete Rohrführung, die eine Dehnung der Rohre zuläßt, legen, oder man muß Kompensatoren einbauen, und zwar kommen dann in Betracht: Lyrabogen, Stopfbuchskompensatoren, Wellrohr- und Linsenkompensatoren.

Lyrabogen werden wegen ihrer Einfachheit und leichten Herstellung sehr viel angewandt; bei größeren Leitungen werden sie zwecks guter Federung als Doppelbogen — 2 Bogen nebeneinander liegend mit gemeinschaftlichen Ausschlußstücken — ausgeführt. Erwähnt sei, daß die Lyrabogen auch vielfach in Kupfer ausgeführt werden zur Erreichung größerer Elastizität, doch kann Kupfer nur für Sattdampf, und zwar nur bis 12 at Spannung verwandt werden.

Stopfbuchskompensatoren haben den Nachteil, daß sie bei längerer Betriebszeit durch Austrocknen und Festbrennen der Packung den Rohrdehnungen nur schwer oder gar nicht folgen.

Die Wellrohrkompensatoren, nach besonderem Verfahren von Fr. Seiffert & Co., A.-G., Berlin-Eberswalde, aus wellenförmig gepreßten Rohren nahtlos hergestellt, besitzen neben hoher Festigkeit eine große Elastizität; das Anwendungsgebiet ist infolge ihres geringen Raumbedarfes und großen Anpassungsmöglichkeiten nahezu unbegrenzt.

Die Linsenkompensatoren kommen nur für niedrige Drücke bis ca. 2,5 at in Anwendung, also z. B. für Niederdruckdampf- und Heizungsanlagen sowie Gasleitungen.

Kugelgelenkkompensatoren sind wegen ihrer großen Reibung nicht mehr in Aufnahme; sie sind dauernd nicht dicht zu halten und schwer nachschleifbar.

Sämtliche auf Dehnung zu verlegende Leitungen sollen einen Festpunkt haben, der mit dem Mauerwerk fest verankert ist und so angeordnet wird, daß die Dehnung sich möglichst verteilt. Sämtliche Kompensatoren sollen schon mit Spannung eingebaut werden, so daß sie bei der halben Erwärmung spannungsfrei sind.

Dampfleitungen sind stets mit Gefälle zu verlegen, und zwar vom Kessel zum Wasserabscheider, also in Richtung des Dampfstromes, im Verhältnis 1 zu 100, besser aber 1 zu 50, um ein sicheres Ablaufen des Kondensates zu gewährleisten. Es soll auf rund je 50 m Rohrstrecke ein Wasserabscheider bzw. eine Entwässerungsvorrichtung vorgesehen werden, um die beim Anheizen der Leitung sich bildenden großen Wassermengen sicher abführen zu können.

Werden die Rohrleitungen nicht mit genügendem Gefälle verlegt, so kann das sich bildende Kondenswasser nicht abfließen, und es entsteht dann bei genügender Wasseransammlung der so gefürchtete Wasserschlag. Die Gefahr ist auch sehr groß bei Leitungen, die großen Dampfschwankungen unterworfen sind. Stellt man sich vor, daß ein größeres Quantum Wasser schließlich vom Dampf, der mit einer Geschwindigkeit von 40 m/s durch die Leitung geht, mitgerissen wird, so ist es verständlich, daß durch Wasserschläge die stärksten Leitungen zerstört werden.

Auspuff oder Vakuumleitungen sind gleichfalls zu entwässern. Ist der Kondensator auf dem Dache aufgestellt, so muß an dem tiefsten Punkt eine Ent-

wässerung angebracht werden, und zwar, da die Leitung unter Vakuum steht, entweder eine Vakuum-Kondenspumpe oder ein automatischer, unter Vakuum arbeitender Kondenswasser-Ableiter; dieser Apparat wird an die Frischdampfleitung angeschlossen und arbeitet nach dem Schwimmerprinzip. Wird die Maschine auf Auspuff umgestellt, so arbeitet diese automatische Entwässerung nicht mehr und das Kondenswasser muß durch eine besondere Entwässerung, die meistens als Siphon ausgeführt ist, abgeführt werden.

Die Dampfgeschwindigkeiten in der Frischdampfleitung können angenommen werden bei Heißdampf: Dampfturbinen 30 bis 50 m/s, Ventil- und Schiebermaschinen 20 bis 30 m/s, höchstens 35 m/s, doch ist dann die Anordnung eines großen Dampfsammlers, der gleichzeitig als Wasserabscheider ausgebildet werden kann, unbedingt erforderlich, da sonst zu starke Stöße in der Rohrleitung auftreten. Bei Sattdampf ist die Geschwindigkeit 15 bis 25 m/s, und zwar ist für diese verhältnismäßig geringe Geschwindigkeit die Abführung des sich in großen Mengen bildenden Kondenswassers maßgebend. In Auspuff- bzw. Vakuumleitungen können bedeutend größere Geschwindigkeiten angenommen werden: bei Dampfturbinen 50 bis 80 m/s, bei Ventil- und Schiebemaschinen 20 bis 60 m/s, je nach Länge der Leitungen.

Zur Abscheidung des vom Dampf mitgerissenen Wassers und sich bildenden Kondensates dienen Wasserabscheider, und zwar wird sie erreicht durch Richtungsänderung und durch Verminderung der Dampfgeschwindigkeit. In der Regel wird der Dampf in den Wasserabscheider frei eintreten und durch ein Einhängerohr entnommen, das an der dem Dampfeintrittsstutzen entgegengesetzten Seite gelocht bzw. geschlitzt ist und nur das Eintreten von trockenem Dampf zuläßt. Der gesamte Querschnitt der im Einhängerohr siebartig angeordneten Löcher entspricht ungefähr dem 1½fachen Querschnitt des Dampfentnahmestutzens, und die Löcher sind so bemessen, daß ein Mitreißen von Fremdkörpern, die an den Maschinen oder Turbinen Zerstörungen anrichten können, unmöglich ist. Das Kondenswasser fließt am tiefsten Punkt ab, an welchem der Kondenstopf angeschlossen wird, der als Freifall-, Kugelschwimmer-, Kreuzstromtopf und in anderen bekannten Ausführungen auf dem Markte zu haben ist.

Nachstehende Zahlentafel gibt die ungefähren Größenabmessungen von Wasserabscheidern, wie sie sich in der Praxis bewährt haben; die Größen richten sich je nach der gewünschten Dampftrocknung und nach der Dampfart.

Ausschlußstutzen i/l mm	25—60	40—100	75—150	100—175	125—200
Licht. Durchmesser mm	250	300	360	450	550
Lichte Höhe mm	460	500	600	680	950
Entwässerungsstutzen mm	15	20	20	25	30

(Fortsetzung folgt.)

Zeitschriftenbericht.

Wissenschaftliche Grundlagen.

$p \div i$-Diagramm für Kohlensäure. H. J. Macintire. American Society of Refrigerating Engineers Journal. 8, Nov. 1921.

Das Diagramm ist auf den Arbeiten von Jenkin, Pye und Shorthose aufgebaut und umfaßt das Gebiet von — 40 bis + 150 BTU per pound und 100 bis 1800 lbs/sqn. inch.

Eiserzeugung.

Die Herstellung von Eis aus Meerwasser. Ed. Le Danois. La revue générale du froid et des industries frigorifiques. **2,** 1921, Heft 10.

De Saugy, Oberingenieur von Dyle & Bacalan, hat Versuche mit der Herstellung und Verwendung von Eis aus Meerwasser gemacht und folgendes gefunden: Das Eis ist bröcklig und ohne scharfe Kanten. Das Zerkleinern ist also sehr leicht und die Fische werden nicht verletzt. Der Schmelzpunkt liegt bei — 6° C und demgemäß ist die Abkühlung des Gutes eine stärkere. Fische hielten sich beim Versand mit Meerwassereis besser als mit gewöhnlichem. Das salzige Schmelzwasser wirkt konservierend auf die Fische. — (Die Herstellung von »Minuseis« durch rasches Gefrieren von Salzwasser hat Stetefeld schon vor Jahren empfohlen. D. Sch.) K.

Verschiedenes.

Wärmewirtschaft mit alten Betriebseinrichtungen. F. Kaiser. Zeitschrift d. Bayer. Revisions-Vereins. **25,** Heft 21.

Der Verfasser zeigt, wie oftmals die Wirtschaftlichkeit eines veralteten Betriebes durch Verwendung alter Kessel als Warmwasserbereiter, Lufterhitzer, Dampfspeicher od. dgl., Umstellung von Dampfmaschinen auf Arbeit mit Gegendruck, von Kondensationsmaschinen auf Abdampfverwertung.

Manometrischer Druck. E. F. Mueller. American Society of Refrigerating Engineers Journal. 8, Nov. 1921.

Es wird darauf hingewiesen, daß die üblichen Manometer stets den Über- bzw. den Unterdruck gegenüber dem »normalen« atmosphärischen Druck angeben, nicht aber die Schwankungen des wirklichen Barometerstandes berücksichtigen. Da nun die thermischen Eigenschaften der Dämpfe nur vom absoluten Druck abhängig sind, ist stets auch der Barometerstand mit zu berücksichtigen (vgl. auch die »Normen« des Deutschen Kältevereins). Es wird vorgeschlagen, die Manometer für Angabe der absoluten Drucke einzurichten.

Zur Messung von Lufttemperaturen in geschlossenen Räumen. H. Hausen, München. Gesundheits-Ingenieur, Juli 1921, Festnummer zum Kongreß für Heizung und Lüftung, S. 43.

Die Messung der Zimmertemperatur durch die üblichen Wandthermometer erweist sich auf Grund einer angestellten Untersuchung als vollkommen unbrauchbar. Auch ein völlig frei aufgehängtes Quecksilberthermometer oder eines, dessen Quecksilbergefäß einige Zentimeter von der Wand entfernt ist, zeigt vielfach nicht die wahre Lufttemperatur an. Es ist jedoch trotzdem zur Messung gut verwendbar, wenn mit ihm festgestellt werden soll, ob die Zimmertemperatur eine für das Wohlbefinden der Menschen geeignete Höhe besitzt.

Die Tatsache, daß ein solches Thermometer, wenn es keinen sog. Strahlungsschutz hat, oft nicht die Lufttemperatur annimmt, rührt davon her, daß es nicht nur in Wärmeaustausch mit der umgebenden Luft steht, sondern auch von den im Zimmer befindlichen wärmeren oder kälteren Körpern durch die unsichtbaren Wärmestrahlen beständig entweder Wärme empfängt oder an sie abgibt. Nach theoretischen und teilweise auch experimentellen Untersuchungen über die Größe dieser Meßfehler wird z. B. in einem Zimmer, dessen Wände eine

Temperatur von 10° haben, und in dem die Lufttemperatur am Ort der Messung in Wirklichkeit 20° beträgt, ein Thermometer von 0,55 cm Gefäßdurchmesser nur 17,3° anzeigen, also einen Meßfehler von über 2½° besitzen. Anderseits wird bei einem Heizkörper von 1 m Höhe und Breite, welche eine Temperatur von 60° hat, ein gewöhnliches Thermometer im Abstand von 11 cm um über 5°, in ½ m Abstand über 2° und in 2 m Abstand ¼° zu hoch zeigen. Die Meßfehler würden sich bei 100° Heiztemperatur in den genannten drei Abständen auf 12½°, 5° und ⅔° belaufen.

Die Strahlungsmeßfehler werden bei einem vergoldeten oder versilberten Thermometer praktisch unmerklich klein und lassen sich bei gleichzeitiger Ablesung eines gewöhnlichen und eines vergoldeten Thermometers durch eine einfache Rechnung ganz beseitigen. Die Größe der Meßfehler zeigt, daß auch in der Heizungs- und Lüftungstechnik entweder strahlungsgeschützte Thermometer nach Vogel oder Aßmann benutzt oder wenigstens vergoldete, versilberte oder endlich die oben beschriebenen Doppelthermometer angewendet werden müssen. Falls solche Meßinstrumente nicht zur Verfügung stehen, muß für genaue Bestimmungen der Lufttemperatur der Strahlungsmeßfehler rein rechnerisch bestimmt werden.

Bücherbericht.

(Besprechung vorbehalten.)

Donat Banki. Energieumwandlungen in Flüssigkeiten. Berlin 1921. J. Springer. Preis M. 135.

Das Buch ist als Einleitung in die Konstruktionslehre der Wasserkraftmaschinen, Kompressoren, Dampfturbinen und Aeroplane gedacht und behandelt in der Hauptsache eindimensionale Strömungen tropfbarer und elastischer Flüssigkeiten, für die neben der Zustandsgleichung der Energieansatz genügt. Es beginnt mit einem Kapitel über ideale, d. h. widerstandsfreie Flüssigkeiten, in dem unter anderem der gewöhnliche Ausfluß aus Mündungen und der Energieumsatz in divergenten Rohren (z. B. der De Laval-Düse) analytisch und graphisch behandelt wird. Dazu werden auch die Entropietafeln entwickelt und mit vielen Beispielen für praktische Zwecke belegt. Im zweiten Kapitel wird das Verhalten wirklicher Flüssigkeiten, sowie die hydraulischen Widerstände an Hand von Erfahrungsgrundlagen besprochen und daran im dritten Kapitel die Meßverfahren angeschlossen, wozu auch der hydraulische Stoß herangezogen wird. Im vierten Kapitel werden örtlich veränderliche Strömungen, z. B. der Flüssigkeitsstau, und die Bewegung durch Düsen unter Heranziehung von Versuchen behandelt; den Abschluß bilden langsame Grundwasserbewegungen, für die der Verfasser naturgemäß zu zweidimensionalen Ansätzen greifen muß. Im darauffolgenden Abschnitt über zeitlich veränderliche Bewegungen finden Entleerungsvorgänge, sowie der Widerstoß und die Schwingungen in Rohrleitungen mit und ohne Windkessel ihren Platz, unter Benutzung der Untersuchungen von Allievi und Gramberg. Das Kapitel über die Reaktionsströme der Flüssigkeiten bringt eine kurze Wiedergabe der Zeunerschen Turbinentheorie mit eigenen Versuchen des Verfassers über Strömung in Krümmern, aus denen er die Ungültigkeit der Bernoullischen Gleichung für diesen Fall der Rotationsbewegung schließen will. Da indessen die Hydrodynamik sich für die Erklärung der Tragflächenwirkung, die im sechsten Kapitel, allerdings nur empirisch behandelt wird, vorzüglich bewährt hat, so dürften die Gedankengänge des Verfassers über den Energieumsatz rotierenden Wassers auch heute noch denselben Zweifeln begegnen wie früher. Den Abschluß des ganzen Werkes bilden die sogenannten Mischströmungen mit Anwendungen auf die Theorie der Strahlapparate und Druckluftwasserheber.

Man erkennt, daß im Buche auf verhältnismäßig kleinem Raum eine große Stoffmenge bearbeitet ist; der Hauptwert des flüssig geschriebenen und vorzüglich ausgestatteten Werkes beruht in der handlichen Zusammenfassung zahlreicher in verschiedenen Zeitschriften zerstreuter Versuche und Theorien, die gewiß vielen Ingenieuren in der Praxis willkommen sein dürfte. Das für die Benutzung sehr wichtiger Register ist nach einigen Stichproben leider nicht ganz vollständig. H. Lorenz.

Wirtschaftliche Nachrichten und Rechtsfragen.

Zu den Klauseln »freibleibend« und »Lieferungsmöglichkeit bzw. Freibleiben vorbehalten«. a) Aus dem Urteil des Reichsgerichts vom 3. Juni 1921, abgedruckt in der »Juristischen Wochenschrift«, Jahrg. 50, Heft 19, S. 1234 fg.

Vor dem Weltkriege wurde die Klausel »freibleibend« üblicherweise nur bei Vertragsangeboten angewendet und vom Verkehr allgemein dahin verstanden, daß der Erklärende damit zum Ausdrucke bringe, er lehne eine Bindung seinerseits ab und behalte sich die Entscheidung darüber, ob er den Vertrag auf der angegebenen Grundlage zum Abschlusse bringen wolle, bis zum Eintreffen der Antwort des Erklärungsempfängers vor. Kam der Vertrag aber zustande, dann hatte sich die rechtliche Bedeutung der Klausel erschöpft. Im Rahmen des abgeschlossenen Vertrages konnte sie keine Rechtswirkungen mehr äußern. Die durch den Krieg und die Revolution herbeigeführten unglücklichen Wirtschaftsverhältnisse, die Schwierigkeiten der Rohstoffbeschaffung, die zunehmende Arbeitsunlust, zahllose Streiks und das sprunghafte Emporschnellen der Löhne und Materialpreise bildeten jedoch für die Berechnungen und Versprechungen der Kaufleute eine so unsichere Grundlage, daß es ihnen häufig wünschenswert erschien, die Klausel »freibleibend« auch zu einem Bestandteile des Vertrages selbst zu machen und sich mit ihr nach der einen oder anderen Richtung, z. B. in bezug auf nachträgliche Preiserhöhungen, freie Hand zu wahren, ähnlich, wie es früher durch die zahlreichen, einzelne bestimmte Fälle regelnden Kriegs- und Streikklauseln geschehen war. Welche rechtliche Tragweite einer etwaigen Klausel »Lieferung freibleibend« beizumessen wäre, braucht hier nicht erörtert zu werden. Denn in jedem Fall erfordern es Treu und Glauben, daß der Verkäufer, der in seinem Angebote mit der Klausel »freibleibend« einen von ihrer oben erörterten regelmäßigen Bedeutung abweichenden, außergewöhnlichen Sinn verbinden, der hinsichtlich seiner Lieferpflicht mehr oder weniger weitgehende Vorbehalte machen will, seine Absichten in klarer, nicht mißzuverstehender Weise zu erkennen gibt. Der im Geschäftsleben allerdings nur vereinzelt sich zeigenden Neigung, durch die Wahl unklarer Worte unklare Verhältnisse zu schaffen, um je nach der Entwicklung der Dinge die dem Erklärenden günstigere Auslegung sich zu eigen zu machen, muß auf das entschiedenste entgegengetreten werden. Ein solches Verhalten ist mit den Gepflogenheiten eines redlichen Handelsverkehrs nicht vereinbar, und derjenige, der ohne zwingenden Anlaß sich einer unklaren Ausdrucksweise bedient, muß mangels entgegenstehender Umstände diejenige Auslegung gegen sich gelten lassen, welche nach der Verkehrsauffassung die gewöhnliche und regelmäßige ist. Völlig unerheblich ist daher der in dem Schreiben vom 10. November außerhalb des Brieftextes stehende Vermerk »Stets freibleibend«, der ohne weiteren Zusatz keine Auskunft darüber gab, in welcher Beziehung die Bindung der Beklagten ausgeschlossen sein sollte. In seiner Unbestimmtheit und Allgemeinheit ist er rechtlich bedeutungslos. Unmöglich konnte er in der Empfängerin der Eindruck erwecken, die Schreiberin wollte trotz des Interesses, das sie nach dem Inhalte des Briefes einem schnellen Abschlusse ersichtlich entgegenbrachte, auch nach einem solchen in jeder Beziehung, insbesondere hinsichtlich ihrer Erfüllungspflicht, frei bleiben . . . (Die folgenden Einzelheiten des Streitfalles sind hier ohne Belang.)

b) Auszug aus einem Urteil des Reichsgerichts vom 18. März 1921, abgedruckt in der »Juristischen Wochenschrift«, Jahrg. 50, Heft 19, S. 1235 fg.

Der Vorderrichter unterstellt, daß dem durch Telegramm- und Briefwechsel vom 6. bis 9. August 1918 vorbehaltlos zustande gekommenen Abschluß der Parteien auf irgendeine Weise die Klausel eingefügt worden sei: »Lieferungsmöglichkeit bzw. Freibleiben vorbehalten.« Er versagt aber der Beklagten, sich auf diese Klausel zu berufen, indem er ausführt: Grundsätzlich habe der Verkäufer eine nachträglich hervortretende Beschaffungsunmöglichkeit zu vertreten, weil er dafür hafte, daß er die Ware entweder besitze oder bei einem lieferungsfähigen und lieferungsbereiten Dritten zur Verfügung habe; diese Haftung könne er nicht ohne weiteres durch eine Klausel, wie obige, ausschließen, die der Kläger nach Treu und Glauben nur dahin verstehen könne, daß der Gegner für Schwierigkeiten beim Bezuge von seinem Lieferanten und bei der Weiterlieferung nicht einstehen wolle, nicht in dem Sinn, daß er sich erst nach dem Abschluß um die Ware bemühen und für den Erfolg dieser Bemühungen keine Haftung übernehmen wolle; wer, ohne sich bereits eingedeckt zu haben, verkaufe, müsse den Käufer besonders darauf aufmerksam machen, daß er sich die Ware erst beschaffen müsse und dabei auftretende Schwierigkeiten nicht vertreten wolle; die Klausel: Lieferungsmöglichkeit bzw. Freibleiben vorbehalten, genüge dazu nicht. Das geht in der Allgemeinheit, wie es hier ausgesprochen wird, zu weit, ist auch keineswegs in dem Urteil des erkennenden Senates, auf welches der Vorderrichter hinweist, so schlechthin ausgesprochen worden. Wenigstens scheint das Urteil in RG. 97, 325 gemeint zu sein. Dort ist die Bedeutung der Vorbehaltsklausel aus ganz anderen Gesichtspunkten und unter eingehender Würdigung der gegebenen Umstände erwogen worden. Aber darin ist auch hier dem Vorderrichter beizutreten, daß die Beklagte ein Vorwurf trifft, wenn sie ein so erhebliches, nach einem erst noch zu gebenden Muster herzustellendes Quantum Papier innerhalb 4 Wochen zu liefern sich unterfängt, ohne sich durch Vereinbarung mit einer Fabrik auch nur einigermaßen gedeckt zu haben. Die Beklagte habe — sagt der Vorderrichter — nicht nur nicht die Klägerin auf die ihr fehlende Deckung aufmerksam gemacht, sondern sie sogar bei den Verhandlungen in den Glauben versetzt, daß sie schon eingedeckt sei. Damit trifft der Vorderrichter den Punkt, in welchem der gegenwärtige Fall dem in der zitierten Entscheidung behandelten Falle gleicht. Die schon in ihrer sprachlichen Fassung so lässige, inhaltlich ganz vage Klausel darf nicht die Handhabe bieten, leichtfertig tönende Versprechungen zu machen, die man einfach im Stich läßt, wenn die Sache mißglückt.

Mineralöle und Fette. Bericht der Fa. Sachsenöl-Gesellschaft m. b. H. Dresden, den 22. Dezember 1921.

Die Notierungen auf dem Mineralölmarkt haben sich in der letzten Woche weiterhin ermäßigt, und zwar infolge der Senkung der Devisenkurse. War es bisher schon schwer, das richtige Maß für die Bewertung der deutschen Mark zu finden, so ist jetzt durch die zahllosen in London aufgeworfenen Fragen und Stabilisierungsvorschläge der Devisenmarkt fast aller festen Unterlagen beraubt. Die geplante Erweiterung der Befugnisse des Garantie-Komitees im Sinne einer Finanz- und Zollkontrolle über Deutschland, sowie die vorgeschlagenen Veränderungen der Stellung der Reichsbank sind Faktoren, die von entscheidender Bedeutung für unsere Währungsverhältnisse werden könnten. Wer die Kontrolle über die deutschen Finanzen ausüben und die Notenpresse stillegen will, übernimmt damit eine recht schwerwiegende Verantwortung. Die Inflation kann nur aufgehalten werden, wenn neben dem Moratorium der deutschen Wirtschaft Gelegenheit zu freier Entfaltung und zur Gesundung gegeben wird. Wenn man Schulden, die man ohnehin nicht bezahlen kann, nur auf dem Papier streicht, im übrigen aber das gesamte Wirtschaftsleben in eine Zwangsjacke stecken will, so ist an eine Stabilisierung der Mark nie zu denken.

Es notieren im Großhandel per Kilo, verzollt, einschließlich Faß ab unserer Fabrik hier:

amerik. Maschinenöl-Raff., Visk. 2—20 b. 50	M. 15,—	bis	M. 27,—
amerik. Spindelöl-Raff., Visk. 2—7 b. 20	» 14,—	»	» 15,—
amerik. Heißdampf-Zylinderöl, Flp. 260—320	21,—	»	» 25,—
Sattdampf-Zylinderöl, Flp. 220—240	» 15,—	»	» —,—
Maschinenöl-Dest., Visk. 3—11 b. 50	» 13,—	»	» 15,—
Spindelöl-Dest., Visk. 3—7 b. 20	» 13,—	»	» 14,—
Bohröl, weißlöslich	» 15,—		
Gasöl, rein mineralisch	» 7,75		
Maschinenfett	» 19,—		
Harzöl-Wagenfett	» 7,75		

Kleine Mitteilungen.

Wasserbau- und Binnenschiffahrtsausstellung Essen 1922. Vom 31. März bis 30. April 1922 findet in Essen eine Wasserbau- und Binnenschiffahrtsausstellung statt. Sie umfaßt folgende Abteilungen:

1. bestehende und geplante Wasserstraßen,
2. Darstellungen von Einrichtungen des Wasserbaues, z. B. Fluß- und Kanalbauten, Schleusen- und Hebeanlagen, Wasserkraftanlagen usw.,
3. Verkehrseinrichtungen bei Wasserstraßen, wie Hafen- und Verkehrsanlagen, Hebe- und Transporteinrichtungen, Verladungs-, Ausladungs- und Lagerungseinrichtungen,
4. Schiffahrtsbetrieb auf Binnenwasserstraßen.

Der Leitgedanke der Ausstellung ist die Veranschaulichung des Ausbaues aller deutschen Wasserstraßen und der damit zusammenhängenden Pläne, sowie der sonstigen Objekte der Wasserwirtschaft und ihrer Technik. Der Zentralverband der deutschen Binnenschiffahrt und der Deutsche Wasserkraftverband werden ihre Tagungen im April in Essen abhalten. An der Ausstellung nehmen nicht nur die Kreise des Tief- und Wasserbaues, des Schiffbaues und des Schiffahrtsbetriebes regen Anteil, sondern auch diejenigen, die mit ihren technischen Leistungen auf dem Gebiete des Maschinenbaues, des Schiffsmaschinenwesens, der Elektrotechnik, der Baustoffindustrie, des Apparatebaues mit der Wasserwirtschaft in Verbindung stehen. Die Montanindustrie wird an dem Ausbau unserer Wasserstraßen und ihrer Verkehrs- und Umschlagseinrichtungen ein besonderes Interesse nehmen, da die Ausstellung dem Massengüterverkehr hervorragende Beachtung zuwenden wird. Die Kälte-Industrie interessiert in der Binnenschiffahrt die Verwendung von Kühlanlagen auf Schiffen und in Hafenspeichern. Dem Ehrenausschuß der Ausstellung gehören an: Geheimrat Flamm von der Technischen Hochschule Charlottenburg, Oberbürgermeister Dr. Luther, Essen, Geheimrat Dr. Quaatz, Syndikus der Essener Handelskammer, Regierungsrat Skalweit vom Rhein.-Westf. Kohlensyndikat, Ministerialdirektor Dr.-Ing. Sympher. Die Geschäftsstelle der Wasserbauausstellung befindet sich in Essen, Handelshof; sie gibt Interessenten gern nähere Auskunft.

Zuschrift an die Schriftleitung.

Ein amerikanischer Rotationskompressor.

Im 10. Heft des Jahrgangs 1921 dieser Zeitschrift ist ein amerikanischer Rotationskompressor beschrieben[1]), der von W. S. E. Rolaff erfunden sein soll und den Anspruch erhebt, eine Neuerung auf diesem Gebiete darzustellen. Das gibt mir Veranlassung hervorzuheben, daß sich alle wesentlichen Merkmale dieser Maschine bereits in der im Jahre 1899 von Hult in Stock-

[1]) Nach American Society of Refrigerating Eng. Journal, Juli 1920.

holm konstruierten und auch patentamtlich angemeldeten Maschine vorfinden. Eine genaue Beschreibung derselben findet man in dem Buch von Dubbel »Dampfmaschinen«, 5. Aufl., 1921, S. 518, und bei W. Gentsch, »Drehkolben-Kraftmaschinen«, Berlin 1906, S. 64. Diese Maschine wurde dann in Deutschland von der Kieler Maschinenbau-A.-G., vormals Daevel gebaut. Herr Rolaff hat also nur die für die Rotationsdampfmaschine bekannte Konstruktion auf den Rotationskompressor übertragen. Dr. R. Plank.

Patentbericht.

Patente. Anmeldungen.

17a, 8. A. 34933. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher Wyß & Cie., Zürich, Schweiz; Vertreter: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann und Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Vorrichtung zur Beeinflussung des Betriebes einer mit einem durch fließendes Wasser gekühlten Kondensator ausgestatteten und durch einen Motor angetriebenen Kältemaschine. 21. 2. 21. Schweiz 21. 6. 20.

17a, 8. G. 51610. Max Güttner, Schmölln, S.-A. Reduzierventil für Eis- und Kälteerzeugungsmaschinen sowie zu anderen Zwecken. 31. 7. 20.

17a, 11. A. 35483. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher Wyß & Cie., Zürich, Schweiz; Vertreter: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann, Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Kreiselverdichter, insbesondere für Kälteanlagen. 17. 5. 21.

17a, 12. R. 49538. Edmund Rumpler, Johannisthal b. Berlin. Wärmeaustauscher, insbesondere für Kälteerzeugungsanlagen. 14. 2. 20.

17a, 2. B. 94822. Hans Biggen, Crefeld-Bockum, Windmühlenstraße 54. Kleinkältemaschine. 29. 6. 20.

17c, 2. K. 68010. Conrad Kohler, Zürich, Schweiz; Vertreter: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann und Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Oberflächenkondensationsanlage mit Querstromkühler an Dampffahrzeugen. 31. 1. 19.

17e, 2. K. 75768. Conrad Kohler, Zürich; Vertreter: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann und Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Verfahren zum Betriebe eines Querstrom-Regenkühlers zum Rückkühlen des Kühlwassers von Dampfkondensations-Alagen auf Fahrzeugen. 30. 12. 20.

17e, 2. K. 75821. Conrad Kohler, Zürich; Vertreter: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann und Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Querstrom-Regenkühler-Anlage zum Rückkühlen des Kühlwassers von Kondensationsanlagen auf Fahrzeugen. 3. 1. 21.

17f, 11. A. 31948. Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Cie., Baden, Schweiz; Vertreter: Rob. Boveri, Mannheim-Käferthal. Verfahren zum Bemessen und Verteilen einer zu kühlenden oder zu kondensierenden Flüssigkeit über eine kühlende Oberfläche. 25. 6. 19. Schweiz 29. 6. 18.

Erteilungen.

17a, 7. 348532. Alfred Seale Haslam, Derby, Engl.; Vertr.: Paul Müller, Pat.-Anwalt, Berlin SW 11. Kompressionskältemaschine. 21. 5. 21. H. 85525.

17f, 11. 347975. Fassoneisen-Walzwerk L. Mannstaedt & Cie. A. G. u. Dipl.-Ing. Hugo Bansen, Troisdorf. Röhrengaskühler. 30. 4. 18. F. 43142.

17g, 2. M. 65075. Rudolf Mewes und Rudolf Mewes, Berlin, Pritzwalker Str. 8. Verfahren zur Trennung von Gasgemischen. 11. 3. 19.

Löschungen.

17a. 317860. — 17e. 314739. — 17f. 247581, 319848. — 17g. 229276, 324661.

Verlängerung der Schutzrechte.

17e, 345373.

Gebrauchsmuster. (Erteilungen.)

17e. 801562. Dr.-Ing. Otto Mies, Hamburg, Sievekingsallee 56. Maschinell gekühlter Kühlraum. 6. 10. 19. M. 63418.

Deutscher Kälte-Verein.

Vorsitzender: Geh. Rat Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz, Technische Hochschule Danzig.
Schriftführer: A. Kaufmann, Oberingenieur. Adr.: Berlin NW 23, Brückenallee 11.
Schatzmeister: E. Brandt, Direktor. Adr.: Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Arbeitsabteilung I: Für wissenschaftliche Arbeiten. Obmann: Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig.
Arbeitsabteilung II: Für Bau und Lieferung von Maschinen, Apparaten. Obmann: Ober-Ing. Heinr. Meckel, Berlin-Pankow.
Arbeitsabteilung III: Für Anwendung von künstlicher Kälte und Natureis. Obmann: Direktor A. Lucas, Leipzig A.

Berliner Kälte-Verein.

(Bezirksverein des Deutschen Kälte-Vereins.)

Bericht über die Monatsversammlung am 14. Dezember 1921 im Restaurant Franke, Berlin NW 23, Brückenallee 20.

Vorsitzender: Herr C. L. Hoffmann in Vertretung des durch Krankheit am Erscheinen verhinderten 1. Vorsitzenden.

1. Der Bericht über die Novembersitzung wird vorgelesen und genehmigt.

2. Der alte Vorstand wird wiedergewählt. Er besteht aus den Herren:

H. Meckel, Vorsitzender, Hofmann, stellvertretender Vorsitzender,
J. Schindler, Schriftführer, Walter, stellvertretender Schriftführer,
E. Brandt, Schatzmeister.

Die Herren nahmen die Wahl an.

3. Herr Hinz nimmt die Wiederwahl zum Rechnungsprüfer an und Herr Dr. Krause die Neuwahl.

4. Hierauf begründet Herr Altenkirch den Vorschlag, ein Gesamtinhaltsverzeichnis für die bisher erschienenen Bände der Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie anzulegen, alphabetisch nach Verfassern und Stichwörtern geordnet. Die Arbeit sei vom Berliner Kälteverein einem Ausschuß zu übertragen und später dem Deutschen Kälte-Verein zur Drucklegung zu empfehlen.

Herr Altenkirch spricht sodann den Wunsch aus, daß über die ausländische Fachliteratur nicht nur in den Zeitschriften, sondern in der Regel mündlich und eingehend in den Sitzungen des Berliner Bezirksvereins berichtet werde, um Gelegenheit zu einer Aussprache über die verschiedenen in Frage kommenden Gebiete zu geben.

In der anschließenden Besprechung befürwortet Herr Dr. Krause letzteres und erklärt sich bereit, in einer der nächsten Sitzungen eine kurze Mitteilung über englische Schutzmaßnahmen in Kühlhäusern zu bringen.

Auf Antrag des Vorsitzenden wird die Angelegenheit des Inhaltsverzeichnisses der Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie auf die nächste Tagesordnung gesetzt.

5. Die nächste Sitzung soll am Dienstag, den 24. Januar 1922, abends 7½ Uhr an gleicher Stelle stattfinden.

Der Schriftführer: J. Schindler.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

2. Heft Februar 1922 29. Jahrgang

Man beachte die Mitteilung des Deutschen Kälte-Vereins auf der letzten Seite dieses Heftes.

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Versuche und technische Messungen an Eisenbahnwagen, die in Frankreich zur Versorgung der Truppen mit Gefrierfleisch eingerichtet wurden.

(Fortsetzung von S. 8.)

Zweiter Teil.

Bestimmungen der mittleren Wärmedurchgangszahl für die Wandungen der Wagen.

Auf Grund der im I. Teil des Aufsatzes beschriebenen Versuche ließ das Kriegsministerium etwa 1000 Wagen verschiedener Bauart für den Fleischtransport herrichten. Von den damit betrauten Firmen wurde drei verschiedene Isolierungen angewandt:

1. Torfmehl in 15 cm dicker Schicht. Der aus Holland bezogene Rohtorf enthielt 30 bis 35 vH Feuchtigkeit. Er wurde von den einzelnen Firmen verschieden gut getrocknet. Am besten bewährten sich dazu von unten beheizte Eisenbleche, auf denen der Torf ständig umgerührt wurde. Am wenigsten Erfolg hatte eine mehrere Stunden lang an der Sonne vorgenommene Trocknung. Je nach dem Grade der erreichten Wasserentziehung ergab sich eine Wärmeleitzahl von etwa 0,051 bis 0,100.

2. Zerkleinerter Kork, ebenfalls in 15 cm dicker Schicht. Trotz der verschiedenen Größe der Körner (sehr feiner Staub bis Stücke von mehreren cm Länge) schwankte hier der Wert für die Wärmeleitzahl wenig. Sie ergab sich im Laboratorium zu 0,045 bis 0,055.

3. Korkplatten in 12 cm Stärke. Eine Firma dichtete die Platten durch Filzzwischenlagen ab, eine andere klebte sie mit Teer aneinander. Die ermittelte Wärmeleitzahl betrug 0,046.

Daraus lassen sich ungefähre Schlüsse auf die verschiedenen Werte für die Wärmedurchgangszahl ziehen. Der Einfluß von Unterbrechungen in der isolierenden Schicht (Hohlräume in der pulverförmigen Masse, Fugen in den Holzwänden, durchgeführte Bolzen usw.) kann jedoch so groß sein, daß von einer Berechnung der Wärmedurchgangszahl abgesehen und diese auf experimentellem Wege an einer Reihe von Wagen ermittelt wurde.

Zwei allgemeine Bemerkungen sollen vorausgeschickt werden:

1. Die den Wagen umgebenden isolierenden Wandungen sollen in möglichst gleichbleibenden Wärmezustand versetzt werden. Das läßt sich dadurch erreichen, daß sowohl die Außen- als auch die Innentemperatur während des Versuches unverändert gehalten werden. Alle Punkte jeder in der isolierenden Schicht parallel zur Wandung liegenden Ebene werden dann dieselbe konstante Temperatur aufweisen. — Da nun aber die Mauer eine gewisse Stärke besitzt und die Wärme schlecht leitet, so muß man einen solchen Dauerwärmezustand ziemlich lange unterhalten, und zwar vier bis sechs Tage lang oder darüber hinaus. Je besser die Isolation ist, um so mehr wird sich die Wirkung örtlicher Über- oder Untertemperaturen verlängern, die an einzelnen Stellen der Wandungen vorübergehend auftreten können.

2. Grundsätzlich sollten die Versuche in besonders eingerichteten Laboratorien ausgeführt werden, in deren Räumen sich die Temperatur völlig unverändert halten läßt. In Wirklichkeit mußte man sich damit begnügen, sie in geschlossenen Räumen durchzuführen, die den täglichen Veränderungen der atmosphärischen Temperatur, wenn auch nicht in vollem Maße, unterworfen waren; das ist jedoch ohne großen Einfluß gewesen, wie weiter unten gezeigt werden wird.

Kritik der Versuchsverfahren.

Man kann auf zwei Arten verfahren, und zwar das Innere des Wagens entweder erwärmen oder abkühlen. In Anbetracht des vorliegenden Zweckes ist die Abkühlung des Wageninnern scheinbar vorzuziehen. Dazu könnten die drei Verfahren benutzt werden, die bei der Vorkühlung der Wagen im I. Teil dieses Aufsatzes besprochen wurden: Eis, Kühlflüssigkeit, kalte Luft. Hier soll jedoch etwas anderes erreicht werden, handelt es sich doch darum, die Kälte möglichst gleichmäßig zu erzeugen und möglichst genau zu messen.

1. Abkühlung durch Eis. Dazu wären etwa 1500 bis 2000 kg Eis erforderlich. Nach Verlauf eines Tages z. B. wird sich der Kältevorrat um das Gewicht der währenddessen geschmolzenen Eismassen vermindert haben. Es ist also nötig, das Schmelzwasser restlos aufzufangen, um zur Herbeiführung eines Dauerzustandes den Eisvorrat durch Nachgabe entsprechender Eismengen konstant halten zu können. Das müßte möglich sein, ohne Öffnung des Wagens. Besondere Vorrichtungen ließen sich dazu wohl anbringen, sie würden aber kaum geeignet sein, das angestrebte Ziel: Gleichmäßige, genau bemessene Kälteerzeugung zu erreichen.

2. Abkühlung durch Umlauf einer mittels Kältemaschine erzeugten Kühlflüssigkeit. Der geringe Unterschied zwischen Eintritts- und Austrittstemperatur der Flüssigkeit läßt sich z. B. mit Thermoelementen genau messen, dagegen läßt sich der Kältevorrat mit den üblichen Meßinstrumenten kaum feststellen, und noch schwieriger ist es zu erreichen, daß die Flüssigkeit mehrere Tage lang mit gleicher Temperatur umläuft. Das aber ist die Vorbedingung zur Herbeiführung des Dauerzustandes.

3. Abkühlung durch Umlauf kalter Luft. Hierbei sind die unter 2. genannten Schwierigkeiten in noch höherem Maße vorhanden.

Danach läßt sich im Wageninnern für längere Zeit ein einigermaßen gleichbleibender und genau bekannter Kältevorrat praktisch kaum erzielen. Jedenfalls ist es bedeutend leichter, dort einen Wärmeerzeuger von gleichbleibender und genau zu messender Leistung aufzustellen, und zwar bedient man sich am vorteilhaftesten dazu der Heizung mittels Elektrizität. Sie gewährt folgende Vorteile:

a) Sie kann überall da mit Leichtigkeit eingerichtet werden, wo ein Stromanschluß zur Verfügung steht, verlangt also nicht erst die Aufstellung besonderer Maschinenanlagen.

b) Die Aufstellung des Heizkörpers läßt sich einfach, billig und ohne große Beschädigungen des Wagens ausführen. Zwei isolierte Kabel, für 10 A ausreichend, sind z. B. durch ein kleines Loch in der Wagentür zu führen. Als Wärmeerzeuger können Glühlampen, Drahtwiderstände oder behelfsmäßig aufgestellte Zimmerheizkörper benutzt werden.

c) Die Messung des Stromverbrauches läßt sich in der gewünschten Genauigkeit entweder mittels Wattmeter oder Volt- und Amperemeter ausführen.

Man entschloß sich daher, das Wageninnere zu den genannten Versuchen elektrisch zu heizen. Von den unten angeführten zwei Verfahren wurde das unter I. geschilderte wegen seiner größeren Einfachheit in der Einrichtung hauptsächlich angewandt.

I. Verfahren mit gleichmäßiger elektrischer Beheizung der Wagen. Nachdem der ganze Wagen die Außentemperatur angenommen hatte, wurde der Innenraum des Wagens geheizt. Die Temperatur stieg dann zunächst schell, sodann immer langsamer. Die Grenze, der sie zustrebt, wurde bei den untersuchten Wagen nach Verlauf von etwa acht Tagen erreicht, und zwar bis auf etwa 0,1 bis 0,2°. Praktisch ist es nicht nötig, den Versuch so lange auszudehnen, vielmehr genügt es, die Grenze nach der Gleichung der Temperaturkurve auszurechnen. Versuche von zwei bis drei Tagen Dauer zeitigten schon ganz brauchbare Ergebnisse. Will man die Wärmedurchgangszahl bis auf etwa 2 bis 3 vH genau bestimmen, so empfiehlt es sich, den Versuch auf fünf bis sechs Tage auszudehnen.

Die rechnerische Auswertung des vorliegenden Verfahrens kann folgendermaßen erfolgen:

Es sei t' die während der Versuchsdauer als unveränderlich angenommene Außentemperatur, zugleich die zu Beginn des Versuches im Wageninnern und in den Wänden vorhandene Temperatur,

Q die stündlich für die Beheizung des dicht verschlossenen Wagens aufgewandte Wärmemenge in kcal,

t die nach Verlauf einer Zeit z im Wageninnern erreichte Temperatur,

t_∞ die Grenztemperatur im Innern nach unendlich langer Versuchsdauer,

F die Oberfläche, gerechnet in der Mittelschicht der auf den sechs Wagenflächen angebrachten Isolation,

C die gesamte Wärmekapazität der Wände,

k ihre Wärmedurchgangszahl, bezogen auf 1 m², 1 h und 1° C Temperaturunterschied auf beiden Seiten der Wand.

Es ist dann theoretisch nach unendlich langer Versuchsdauer:

$$Q = k \cdot F\,(t_\infty - t') \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Nach Verlauf der Zeit z wird der Mehrbetrag an aufgewendeter Heizwärme, gegenüber der durch die Wandungen hindurch verlorengegangenen Wärme, eine Temperatursteigerung der Wandungen hervorrufen. Um die von den Wänden aufgenommene Wärmemenge berechnen zu können, muß man die Geschwindigkeit kennen, mit der die verschiedenen Teile der Wand ihre Temperatur verändern. Die genaue Lösung der Aufgabe mit Hilfe der Fourierschen Gleichungen ist ziemlich verwickelt. Man kann damit den Verlauf der Temperatur in jedem Teil der Wandung ermitteln. Praktisch kann man sich mit einer angenäherten Berechnung begnügen. Dazu kann angenommen werden, daß die Temperatur in der Wandung stets von innen nach außen zu linear abnimmt, wie es der Fall sein wird, sobald der Dauerzustand erreicht ist. Diese Annahme trifft somit während der ersten Stunden durchaus nicht zu, solange sich nämlich die Heizwirkung noch nicht auf die ganze Dicke der Wand erstreckt, sie wird jedoch immer weniger unzutreffend, je mehr man sich dem schließlichen Dauerzustand nähert. Man muß sich also darauf gefaßt machen, daß man mit der obigen Annahme für die ersten Stunden oder sogar Tage ungenaue Werke für die Innentemperatur erhält. Der Fehler verringert sich jedoch immer mehr, wie es sich auch bei den Versuchen gezeigt hat. — Die Annahme besagt:

$$t_{x,z} = t' + \frac{x}{\delta}(t - t').$$

Darin bezeichnet:

x den Abstand von der Außenfläche,

δ die Gesamtstärke der als homogen angenommenen Wandung,

$t_{x,z}$ die Temperatur nach Verlauf der Zeit z in einer Stellung der Wandung, die um x unter der Außenfläche liegt.

Der partielle Differentialquotient nach der Zeit ergibt sich zu

$$\frac{\partial t_{x,z}}{\partial z} = \frac{x}{\delta}\frac{\partial t}{\partial z}$$

d. h. die Geschwindigkeit, mit der sich $t_{x,z}$ verändert, ist proportional derjenigen, mit der sich die Veränderungen von t vollziehen.

Bezeichnet c die spez. Wärme der Isolationsmasse, γ ihr spez. Gewicht, so ist die Wärmekapazität der Wand $c \cdot \gamma$ für 1 m³ im technischen Maßsystem. Die von der Wand stündlich aufgenommene Wärmemenge ist dann:

$$c \cdot \gamma \cdot F \cdot \int_0^\delta \frac{\partial t_{(x,z)}}{\partial z} \cdot d\,x = c \cdot \gamma \cdot F \cdot \int_0^\delta \frac{x}{\delta}\frac{\partial t}{\partial z} \cdot d\,x =$$

$$= \frac{1}{2} \cdot c\,\gamma \cdot F \cdot \delta \cdot \frac{\partial t}{\partial z}.$$

Da nun $c \cdot \gamma \cdot \delta \cdot F$ die gesamte Wärmekapazität C der Wandungen darstellt, so ergibt sich

$$Q - k \cdot F \cdot (t - t') = \frac{C}{2} \frac{\partial t}{\partial z} \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Aus Gleichung (1) und (2) folgt daher:

$$k \cdot F\,(t_\infty - t) = \frac{C}{2} \frac{\partial t}{\partial z}.$$

Setzt man:

$$a = \frac{2\,k \cdot F}{C} = \frac{2\,k}{c \cdot \gamma \cdot \delta}$$

so wird

$$a\,(t_\infty - t) = \frac{\partial t}{\partial z} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

und nach Integration

$$t - t' = (t_\infty - t')\,(1 - e^{-a \cdot z}) \quad . \quad . \quad (4)$$

Die Temperatur im Wageninnern verändert sich also nach einer Exponentialfunktion mit negativem Exponenten. Die Kurve, welche die Temperatur t in Abhängigkeit von der Zeit darstellt, weist eine Asymptote parallel zur Zeitachse auf. Ihr Abstand von dieser Achse ist gleich der Grenztemperatur t_∞. Da die Exponentialfunktion mit negativem Exponenten auf verschiedenen Gebieten gebraucht wird, z. B. für die Radioaktivität, so gibt es Zahlentafeln für $e^{-a \cdot z}$ und für $1 - e^{-a \cdot z}$ bei den verschiedenen Werten von a.

Rechnungsgang zur Ermittlung der Wärmedurchgangszahl. Hat man etwa während 3, 4, 5 oder 6 Tagen die Temperaturkurve im Wageninnern aufgenommen, so kann man daraus zunächst die Grenztemperatur t_∞, sodann a und die Wärmedurchgangszahl ermitteln. Die Differentialgleichung (3) ermöglicht die Berechnung von t_∞ und a, wenn man die Aufzeichnung berücksichtigt. — Nach Verlauf verschiedener Zeiten z, z_1, z_2 ist:

$$\frac{t_\infty - t}{\frac{\partial t}{\partial z}} = \frac{t_\infty - t_1}{\frac{\partial t_1}{\partial z_1}} = \frac{t_\infty - t_2}{\frac{\partial t_2}{\partial z_2}} = \frac{1}{a} \quad . \quad . \quad (5)$$

Aus der Aufzeichnung kann man die Geschwindigkeit der Temperaturänderung für verschiedene Zeitpunkte entnehmen und ohne großen Fehler die wahren Geschwindigkeiten durch die mittleren ersetzen. Ist n die Zahl der Kurvenpunkte, welche man benutzt, so hat man also $n-1$ Gleichungen (5) und erhält daraus $n-1$ Werte für t_∞. Ist das Verfahren richtig durchgeführt, so werden die verschiedenen Werte ziemlich nahe beieinander liegen. Man nimmt dann das Mittel aus diesen Werten. Darauf werden sich mit diesem Wert von t_∞ n-Gleichungen (5) für a ergeben. Erscheinen die Unterschiede zwischen diesen verschiedenen Werten von a nicht zu groß, so nimmt man wiederum den Mittelwert. Danach ergibt Gleichung (1) unmittelbar den Wert k.

In Wirklichkeit gestatteten die behelfsmäßigen Versuchseinrichtungen in Bordeaux, Marseille und Paris, welche weiter unten beschrieben sind, nicht, die Außentemperatur konstant zu halten. Sie unterlag täglichen Schwankungen bis zu 4°.

Zwei Fälle sind zu unterscheiden:

1. Schwankt die Außentemperatur während der Versuchsdauer vollkommen periodisch, und zwar mit einer Periode von 24 h, so entspricht, da die Isolationen des Versuchswagens denen des im 1. Teil erwähnten Bénard-Delpon-Wagens vergleichbar sind, eine tägliche Gesamtschwankung der Außentemperatur von 4°, im Wageninnern einer solchen von etwa 0,1°. Sie ist also zu vernachlässigen. Dieser günstige Fall lag z. B. bei dem ersten Versuch in Paris vor. Alles verläuft dann so, als ob die Außentemperatur nicht, wie beispielsweise bei dem genannten Versuch zwischen + 17,2° und 21,2° geschwankt hätte, sondern unverändert auf dem Mittel 19,2° der wirklichen Temperaturen verblieben wäre (Abb. 1).

2. Während eines drei- bis sechstägigen Versuches kann aber auch eine fühlbare Zu- und Abnahme der mittleren Außentemperatur eintreten. Die Temperaturkurve im Außenraum zeigt dann außer den täglichen Schwankungen eine allmähliche, unregelmäßige Veränderung. Nach Fourier dringt eine solche nicht periodische Veränderung in das Wageninnere ein mit einer gewissen Verzögerung, aber unter Wahrung ihrer Amplitude. Zwei Beispiele hierfür konnten bei den Versuchen festgestellt werden.

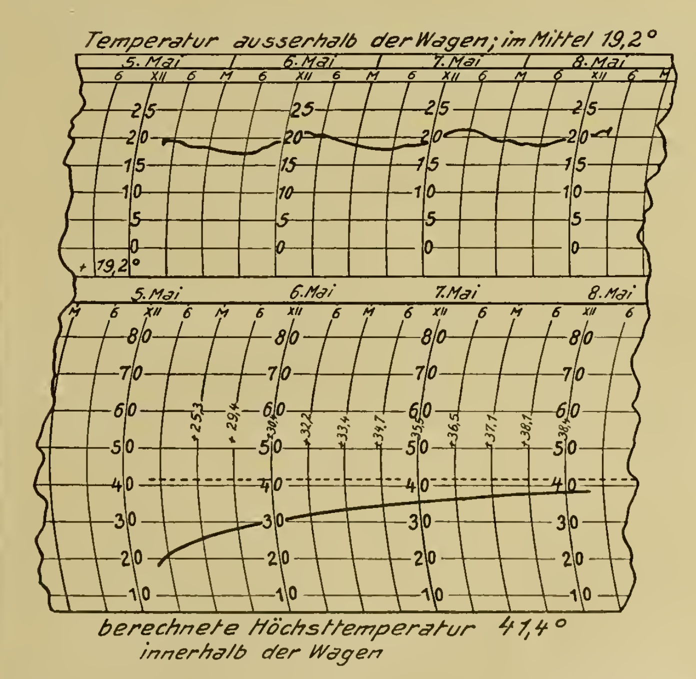


Abb. 1. Thermometeraufzeichnungen während der Untersuchung eines Eisenbahnwagens nach dem ersten Verfahren bei 72stündiger Versuchsdauer (Paris, 5. bis 8. Mai 1915).

(Die obere Kurve stellt die Temperatur im Außenraum dar [tägliche Schwankung sehr regelmäßig]; die untere Kurve zeigt die Temperatur im Wageninnern, das mit konstantem Stromverbrauch geheizt wurde. Die Schwankungen der Außentemperatur machen sich im Innern nicht bemerkbar. In punktierter Linie ist die berechnete Asymptote entsprechend + 41,4° eingetragen worden.)

Dem folgenden Rechnungsbeispiel liegt ein Versuch zugrunde, der sich hinsichtlich vollkommener Periodizität der Außentemperatur und infolgedessen hinsichtlich regelmäßigen Temperaturverlaufs im Wageninnern besonders auszeichnet. — Versuch von 72 h Dauer, aus-

geführt zu Paris vom 5. bis 8. Mai an einem mit Torf isolierten Wagen. Mittlere Temperatur im Außenraum $+19,2^0$ (täglich eintretende Veränderungen sehr regelmäßig). Anfangstemperatur des Wagens etwa $+19^0$. Wird die Versuchsdauer in Abschnitte von je 12 h geteilt, so ergeben sich für die einzelnen Abschnitte mittlere Erwärmungen in der Stunde um: $0,425^0$; $0,250^0$; $0,175^0$; $0,133^0$; $0,108^0$. Nimmt man an, daß diese Zahlen die wahren Erwärmungsgeschwindigkeit in der Mitte jedes Abschnittes angeben und liest man ferner aus den verzeichneten Temperaturkurven (Abb. 1) die entsprechenden Temperaturen im Wageninnern ab, so hat man für die Berechnung von t_∞ die vier Gleichungen:

$$\frac{t_\infty - 28,4}{0,425} = \frac{t_\infty - 32,2}{0,250} = \frac{t_\infty - 34,9}{0,175} = \frac{t_\infty - 36,5}{0,133} = \frac{t_\infty - 38,1}{0,108}$$

oder (I) = (II) = (III) = (IV) = (V)

Es ergibt sich sodann aus:

$$\text{(I)} = \text{(V)} \quad t_\infty = 41,4^0$$
$$\text{(II)} = \text{(IV)} \quad = 41,4^0$$
$$\text{(I)} = \text{(III)} \quad = 39,4^0$$

Von vornherein hat Gleichung (I) = (V) die größte Bedeutung, da die beiden darin vorkommenden Erwärmungsgeschwindigkeiten den am meisten voneinander entfernten Zeitpunkten entsprechen. Es soll daher

$$T_\infty = 41,4^0$$

gesetzt werden.

Die fünf Gleichungen ergaben für a:

$$a = \frac{0,425}{13,0} = \frac{0,250}{9,2} = \frac{0,175}{6,5} = \frac{0,133}{4,9} = \frac{0,108}{3,3}$$
$$= 0,0327;\ 0,0272;\ 0,0269;\ 0,0271;\ 0,0326.$$

Das Mittel daraus ist 0,0292, wird dagegen der dritte Wert ausgeschieden, so ergibt sich als Mittel aus den vier übrigen Werten 0,0299 oder rd. 0,03. Damit wird nach Gleichung (4):

$$t - 19,2^0 = 22,2\,(1 - e^{-0,03 \cdot z}) \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

z kann darin in Stunden eingesetzt werden. Um zu zeigen, mit wie guter Annäherung diese Gleichung den Verlauf der Temperatur im Wagen angibt, sollen nachstehend die berechneten und die aufgezeichneten Temperaturen nach je 12 h Versuchsdauer miteinander verglichen werden.

Zeit nach Beginn des Versuches	$1 - e^{-0,03 \cdot z}$	$22,2^0 \cdot \left(1 - e^{-0,03 \cdot z}\right)$	Berechnete Temperatur °C	Beobachtete Temperatur °C	Unterschied zwischen berechneter und beobachteter Temp. °C
12 h	0,302	6,7°	25,9	27,4	+ 1,5
24 »	0,513	11,4°	30,6	31,6	+ 1,0
36 »	0,660	14,7°	33,9	34,3	+ 0,4
48 »	0,763	16,9°	36,1	36,1	0,0
60 »	0,835	18,5°	37,7	37,6	— 0,1
72 »	0,885	19,7°	38,9	38,8	— 0,1

Der Faktor $1 - e^{-0,03 \cdot z}$ nimmt für $z = 72$ h den Wert 0,8847 an; da die zu der Zeit im Wagen festgestellte Temperatur $+38,8^0$ betrug, so ergibt sich die Grenztemperatur t_∞ zu

$$19,2 + \left[(38,8 - 19,2) \cdot \frac{100}{88,47}\right] = 19,2 + 22,1 = 41,3^0.$$

Ein Wert, der mit dem oben berechneten von $41,4^0$ praktisch übereinstimmt.

Das Verfahren zeigt somit seine volle Berechtigung, wenigstens für die Fälle, in denen die Innentemperatur einen regelmäßigen Verlauf aufweist.

Leider wurden einige Versuche vorgenommen, ohne daß der Verlauf der Innentemperatur aufgezeichnet wurde. Bei diesen wurde lediglich die nach Verlauf einer bestimmten Zeit im Innern erreichte Temperatur nach Öffnen des Wagens an einem geeichten Maximalthermometer abgelesen. Der Grenzunterschied der Temperaturen $(t_\infty - t')$ wurde dann berechnet als Quotient des zuletzt festgestellten Unterschiedes $(t - t')$ durch $1 - e^{-0,03 \cdot t}$. Wenn nun auch die oben untersuchte Temperaturkurve für $a = 0,03$ ergab, so darf doch nicht allgemein damit gerechnet werden, a auf gleiche Weise bestimmen zu können. Gleichwohl ist a zur Berechnung des Ausdruckes $1 - e^{-az}$ nortwendig. Man dreht sich hier scheinbar im Kreise herum, da ja $a = \frac{2h}{c \cdot \gamma \cdot \delta}$, also als Faktor die Wärmedurchgangszahl k enthält, auf deren Ermittlung es schließlich ankommt. Glücklicherweise liegen die folgenden beiden Beobachtungen vor:

1. Die Berechnung von a für die verschiedenen untersuchten Wagen ergibt wenig voneinander abweichende Werte. Dies gilt auch für die verschiedenen Arten von Iso'ierstoffen. Die folgende Zusammenstellung enthält die einzelnen für die Berechnung notwendigen Werte.

Isoliermasse	δ'	λ'	k	c'	γ'	$c' \cdot \gamma' \cdot \delta'$	$c' \cdot \gamma' \cdot \delta' + c'' \cdot \gamma'' \cdot \delta''$	a
Torf, sehr trocken .	0,15	0,051	0,283	0,40	200	12,0	27,1	0,0209
» mit 32 % Wassergehalt	0,15	0,100	0,476	0,58	285	24,7	39,8	0,0239
Kork, große Stücke .	0,15	0,052	0,279	0,49	115	8,1	23,2	0,0236
» mittlere » .	0,15	0,049	0,274	0,49	100	7,3	22,4	0,0244
Preßkork m. Teerzusatz	0,12	0,046	0,313	0,50	193	11,5	26,6	0,0231
» , Platten nicht zusammengeklebt .	0,12	0,046	0,313	0,50	155	9,1	24,2	0,0263

Die benutzten Werte für das spez. Gewicht γ' (kg/m³), die spez. Wärme c' und die Wärmeleitzahl λ' wurden an Proben der angeführten Stoffe bestimmt, welche die ausführenden Firmen eingesandt hatten. Für Holz wurde gerechnet: Die Stärke $\delta'' = 0,06$ m; $\gamma'' = 600$; $c'' = 0,42$ und danach $c'' \cdot \gamma'' \cdot \delta'' = 15,1$. Es ist

$$a = \frac{2 \cdot k}{c' \cdot \gamma \cdot \delta' + c'' \cdot \gamma'' \cdot \delta''}$$

und nach der Pécletschen Formel $\frac{1}{k} = \frac{\delta'}{\lambda'} + \frac{\delta''}{\lambda''}$.

Alle berechneten Werte schwanken also innerhalb der Grenzen $a = 0{,}024 \pm 0{,}003$. Da es nun wegen der praktisch nicht zu vermeidenden Unterbrechungen in der isolierenden Schicht üblich ist, die berechneten Werte für die Wärmedurchgangszahl mit der Erfahrungszahl 1,25 zu multiplizieren, so würden die so berichtigten Werte von a schwanken zwischen $a = 0{,}030 \pm 0{,}004$. Das aber ergibt genau den Mittelwert $a = 0{,}030$, welcher unmittelbar aus den drei für diesen Zweck günstigsten, verzeichneten Temperaturkurven ermittelt worden war.

2. Der Wert von a, mit dem man $1 - e^{-a \cdot z}$ berechnet, braucht nicht mit größter Genauigkeit bestimmt zu sein, weil wenigstens für länger dauernde Versuche (sechs Tage) die Werte für diesen Ausdruck sehr nahe an 1 liegen und auch wenig voneinander abweichen, selbst wenn a in ziemlich weiten Grenzen schwankt. Es soll daher der Wert $a = 0{,}03$ für die Berechnung von $1 - e^{-a \cdot z}$ bei allen Wagen benutzt werden.

Welchen Einfluß hat ein Fehler im Werte a auf den damit errechneten Wert für die Wärmedurchgangszahl? Nach obigem ist der kleinste Wert für $a = 0{,}021$, und zwar ohne die in Berücksichtigung der praktischen Verhältnisse übliche Korrektur. Der Wert ist ebenso ungünstig wie unwahrscheinlich, er ruft jedoch für die Wärmedurchgangszahl nur einen Fehler von 4 bis 5 vH hervor, bei fünf- bis sechstägigen Versuchen. Beträgt der wirkliche Wert von $a = 0{,}035$ bis 0,025, so verringert sich der Fehler auf 2 vH für Versuche von gleicher Dauer. Nun liegen alle errechneten Werte von a, nach der Korrektur, zwischen 0,026 und 0,034; die Messungen aber werden nicht mit einer solchen Genauigkeit durchgeführt, daß es nötig wäre, sich mit einem Fehler von weniger als 2 vH weiter zu beschäftigen.

Das angewandte Rechnungsverfahren ist somit für die vorliegenden Fälle berechtigt, es erscheint jedoch eine Versuchsdauer von fünf bis sechs Tagen wünschenswert, falls man solche Versuche nach der ersten Methode jemals wieder aufnehmen sollte.

Nachstehende Zusammenstellung enthält für $a = 0{,}03$ die Werte von $1 - e^{-a \cdot z}$ für die ersten acht Tage eines Versuches, wobei z in Vielfachen von 24 h ausgewertet wurde. In der letzten Spalte ist für eine angenommene Gesamterwärmung von 25° die Anzahl von Graden i angegeben, welche man zu der nach Verlauf der Zeit z abgelesenen Temperatur t hinzufügen muß, um die Grenztemperatur t_∞ zu erhalten.

z in Tagen	$1 - e^{-0{,}03 \cdot z}$	i
1	0,513	12,2 °C
2	0,763	5,9
3	0,885	2,9
4	0,944	1,4
5	0,973	0,7
6	0,987	0,32
7	0,993	0,18
8	0,997	0,07

Zweites Verfahren mit elektrischer Heizung. Man erwärmt zuerst das Wageninnere schnell mittels eines besonderen Heizstromkreises von großer Stärke, z. B. während 24, 36 oder 48 h. Sobald die gewünschte Höchsttemperatur, angenommen 50°, erreicht ist, schaltet man den ersten Stromkreis ab und sucht mit Hilfe eines zweiten, genau zu regelnden Stromes die vorher erreichte Temperatur unverändert zu halten. Nach der Abschaltung des ersten Stromes genügt zunächst eine sehr geringe Stromstärke, im weiteren Verlauf muß man sie allmählich bis auf einen bestimmten Wert steigern, der praktisch mehrere Stunden lang unverändert bleiben kann. Währenddessen kann man einen vollkommenen Dauerzustand als vorliegend ansehen. Bleibt die Außentemperatur unverändert oder schwankt sie sehr regelmäßig um denselben Mittelwert, so wird die eingestellte Stromstärke die gewünschte Temperatur auf unbeschränkt lange Zeit erhalten. Aus der Gleichung für den Dauerzustand

$$Q = k\,F\,(t_\infty - t')$$

kann dann k bestimmt werden.

In den ersten Stromkreis sind, wie beim ersten Verfahren, ein Ventilator und irgendwelche Heizwiderstände eingeschaltet. Es erübrigt sich, die verbrauchte Energie zu messen und die Dauer der Erwärmung festzustellen, vielmehr ist es nur nötig, die Innentemperatur zu verfolgen, selbstverständlich bei geschlossenem Wagen. Dazu kann man sich eines zweckentsprechend eingebauten Thermometers oder eines Thermoelementes bedienen. — In den zweiten Stromkreis werden einige passende Kohlenfadenlampen eingeschaltet, die auf Gestellen, gleichmäßig verteilt, im Wageninnern aufgestellt werden. Außerhalb des Wagens gestattet ein Regelwiderstand, die Stromstärke zu verändern. Verfügt man nicht über ein Wattmeter, so muß man die Klemmenspannung des Lampenstromes und die Stromstärke für jede Widerstandsspule messen. Am vorteilhaftesten ist es, zunächst jede Widerstandsspule in Watt zu eichen, nachdem ihr Einbau erfolgt ist.

Das Verfahren erscheint sehr genau und sicher. Es ist einfach auszuführen, wenn man über einen Raum verfügt, in dem die Temperatur während eines großen Teils des Tages annähernd gleichbleibt. Man kann dann diesen Zeitraum für die Unterhaltung des Dauerzustandes benutzen. Vor allem aber hat es den Vorteil, sehr wenig Zeit zu erfordern. Die Vorwärmung des Wagens beansprucht kaum zwei Tage. Sodann genügen einige Stunden, um den Dauerzustand herbeizuführen und ebensoviel Zeit für seine Aufrechterhaltung. Der ganze Versuch kann in weniger als zwei Tagen beendigt sein. Ein großer Vorteil liegt auch darin, daß man die Wärmedurchgangszahl unmittelbar erhält.

Demgegenüber erfordert das Verfahren ziemlich umständliche elektrische Einrichtungen: 2 unabhängige Stromkreise, 4 Kabel, die durch die Wagenwandung hindurchgeführt werden müssen, 1 Fernthermometer usw. — Da die Versuche an den verschiedenen Orten mit Be-

helfseinrichtungen ausgeführt werden mußten, so konnte von diesem Verfahren nur wenig Gebrauch gemacht werden. Nur einmal konnte es in Bordeaux an einem Wagen angewandt werden, der vorher schon nach dem ersten Verfahren untersucht worden war. Dabei wurde die vom ersten Verfahren herrührende 48stündige Erwärmung für den zweiten Versuch als Vorwärmung benutzt. Die beiden gewonnenen Ergebnisse stimmten ausgezeichnet überein 0,297 gegenüber 0,302, d. i. ein Unterschied von weniger als 2 vH.

Allgemeine Anordnungen bei allen Versuchen. Die verschiedenen Versuche fanden in verschiedenen Gruppen in Bordeaux, Marseille und Paris in der Zeit vom 16. April bis 24. Juli 1915 statt. Die Außentemperatur wurde stets aufgezeichnet und ihr tägliches Mittel aus den von 2 zu 2 h aus der Aufzeichnung entnommenen Temperaturen berechnet. Die Innentemperatur wurde nicht aufgezeichnet. Im Wageninnern wurde immer ein für Dauerbetrieb eingerichteter Ventilator aufgestellt, der vom Heizstrom betrieben wurde. Mittels des außen aufgestellten Amperemeters und Voltmeters oder besser eines Wattmeters wurde somit der gesamte Stromverbrauch gemessen. Das ist durchaus berechtigt, da die dem Ventilator zugeführte Energiemenge sich schließlich in Wärme umsetzt.

Versuchsort	Art der Isolierung	Wärmedurchgangszahl	Bemerkungen
Marseille	12 cm Preßkork mit Teerzusatz	0,27	1. Wahrscheinlich etwas zu gering
»	12 cm Preßkork ohne Bindemittel	0,30	
Bordeaux	15 cm s hr trockener Torf, doppelte Holzverkleidung	0,30	
»	15 cm zerkleinerter Kork .	0,34	2. Wahrscheinlich etwas zu hoch
»	15 cm sehr trockener Torf .	0,36	ebenso
Paris	15 cm zerkleinerter Kork .	0,32	
»	Derselbe Wagen nach Einbau von Kühlröhren für den Umlauf von Salzlösung .	0,36	wie 1.
»	15 cm schlecht getrockneter Torf	0,37 ÷ 0,38	
»	15 cm schlecht getrockneter Torf	0,39 ÷ 0,42	
»	15 cm trockener gemahlener Torf (der Wagen, Bauart Bénard-Delpon befand sich z. d. Zeit in sehr schlechtem Zustande)	0,47	wie 2.

Bei Wiederholung derartiger Versuche wäre folgendes zu beachten: Die erste Methode muß unbedingt mindestens sechs Tage lang durchgeführt werden, besser wäre es aber, die zweite Methode anzuwenden. Ferner wäre es unumgänglich notwendig, einheitliche Versuchseinrichtungen zu benutzen. Alle Wagen sollten zur Untersuchung in denselben Raum zusammengebracht und dabei an allen die gleichen Meßeinrichtungen benutzt werden, vor allem an jedem Wagen ein registrierendes Wattmeter, dessen Papierstreifen für eine Woche ausreicht. Alle diese Meßinstrumente müßten dauernd im Laboratorium nachgeprüft werden.

Was die Genauigkeit der Ergebnisse anbelangt, so zeigt es sich, daß die geschilderten Messungen die Wärmedurchgangszahl auf zwei Dezimalen genau ergeben haben.

Nach Ansicht des Verfassers gibt es kein anderes Verfahren von solcher Genauigkeit, wie sie die elektrischen Verfahren sofort ergeben haben, und zwar bei Versuchen, die, so gut es eben ging, durchgeführt werden mußten.

In vorstehender Tafel sind die Endwerte zusammengestellt, und zwar nur mit den Dezimalen, welche als sicher anzusehen waren. (Fortsetzung folgt.)

Rohrleitungen im Kältemaschinenbau.

Von Ingenieur H. Heinzmann, Berlin. (Fortsetzung.)

II. Berechnung von Dampfleitungen.

Bei der Berechnung der Dampfleitungen muß der Spannungsabfall zwischen Kessel und Maschine und bei Heißdampfleitungen außerdem der Temperaturverlust berücksichtigt werden. Beide Werte sollen in wirtschaftlichen Grenzen bleiben.

Der Spannungsabfall kann heute auf Grund zahlreicher Untersuchungen mit einiger Sicherheit vorausberechnet werden.

Bezeichnet:

Δp den Spannungsabfall in der Rohrleitung in at,

$\frac{\beta}{10000}$ die Reibungsziffer,

γ das spezifische Gewicht in kg/m³,

l die Länge der Leitung in m,

w die Dampfgeschwindigkeit in m/s,

d der Rohrdurchmesser in mm,

so gilt allgemein: $\Delta p = \frac{\beta}{10000} \cdot \gamma \frac{l}{d} \cdot w^2$.

(Bei langen vertikalen Leitungen ist natürlich die statische Druckdifferenz besonders zu berücksichtigen.)

Nach Gutermuth und Eberle ist $\beta = 0{,}0012$ bzw. 0,00105, nach neueren Versuchen jedoch auch abhängig von der Dampfgeschwindigkeit.

Nach Fritzsche, dessen Versuche mit denen des Bayerischen Revisionsvereins vorzüglich übereinstimmen, ist β vom in der Stunde durchströmenden Gewicht G abhängig, und zwar ist $\beta = \frac{2{,}86}{G^{0{,}48}}$. Nachstehende Zahlentafel (nach Hütte) enthält zusammengehörige Werte von G und β bei mittlerem Rauhigkeitsgrad.

G	β	G	β	G	β	G	β
10	2,03	100	1,45	1000	1,03	15 000	0,69
15	1,92	150	1,36	1500	0,97	25 000	0,64
25	1,78	250	1,26	2500	0,90	40 000	0,595
40	1,66	400	1,18	4000	0,84	65 000	0,555
65	1,54	650	1,1	6500	0,78	100 000	0,520
				10000	0,73		

Die Werte gelten für Luft und Dampf.

Bei Luftleitungen kann man auch schreiben:

$$\Delta p = \frac{\beta}{R\,T} \frac{w^2\,l}{d}\,p,$$

wobei R die Gaskonstante bedeutet.

R ist für Luft 29,27,
für Ammoniak 49,79,
für schweflige Säure 13,24,
für Kohlensäure 19,27.

Für die absolute Temperatur T ist ebenso wie für p und w der mittlere Wert einzusetzen (für senkrecht aufsteigende Leitungen ist hinzuzufügen $+\frac{p\cdot h}{R\cdot T}$).

Für Dampfleitungen kann man auch schreiben bei Hochdruckleitungen (4 bis 20 at):

$$\Delta p = \frac{0{,}51\,\beta}{10\,000}\,\frac{w^2}{d}\,p\,l\left[+\frac{p\,h\cdot}{20\,000}\right]$$

bei Niederdruckleitungen (1 bis 4 at):

$$\Delta p = \frac{0{,}56\,\beta}{10000}\,\frac{w^2}{d}\,p\,l\left[+\frac{p\,h}{17\,500}\right]$$

Bei überhitztem Wasserdampf ist bei Berechnung der Geschwindigkeit selbstverständlich das spezifische Volumen nach den Mollierschen Dampftafeln (vgl. Hütte) zu bestimmen bzw. einem Diagramm (Schüle) zu entnehmen. Auch die Formel von R. Linde $p\cdot v = 47{,}1\ T - 0{,}016\ p$ (p in kg/m^2) ergibt mit genügender Genauigkeit das spez. Volumen des überhitzten Dampfes von T^0 absol. Nach Guillaume nimmt β etwas mit steigender Geschwindigkeit ab.

Außer dem Druckverlust im geraden Rohr tritt ein solcher auch in Ventilen, Krümmern, Kompensatoren usw. auf; diese Einzelwiderstände dürfen keineswegs vernachlässigt werden, da ihr Gesamteinfluß meist viel größer ist als derjenige des geraden Rohres.

Bei Lyrakompensatoren aus Wellrohr ist nach den Versuchen von Bach und Stückle[1]) der Widerstand im Vergleich zu solchem aus glattem Rohr erheblich größer und um so mehr, je größer der Durchmesser ist.

Bei Bestimmung des Widerstandes von T-Stücken ist darauf zu achten, ob ein Zusammenstoßen oder eine Trennung des Dampfes stattfindet. Im ersteren Fall ist der Widerstand größer.

Es ist auffallend, daß der Widerstand bei allen Formstücken mit wachsendem Durchmesser zunimmt, ganz besonders aber bei den Ventilen. Diese Tatsache hat die Technik allmählich gezwungen, andere Absperrorgane als die normalen Ventile zu ersinnen. Es kamen Dampfabsperrschieber auf den Markt, die aber in ihrer ersten Ausführung mit konischer fester Schieberplatte klemmten.

Man baute alsdann Dampfschieber mit getrennter Schieberplatte, bei denen eine Feder die beiden Platten an die Dichtungsringe preßte. Diese Schieber haben sich bei einfacher Rohrführung gut bewährt, sie hatten aber z. B. bei Ringleitungen den Nachteil, daß bei stoßweiser Dampfentnahme, wie es bei allen Kolbenmaschinen der Fall ist, die Platten federten und entsprechend den Dampfschwankungen vibrierten.

Die Firma Seiffert & Co. ließ dann auch diese vielfach ausgeführte Konstruktion fallen und fertigt jetzt ihre Schieber mit einteiliger paralleler Schieberplatte an, jedoch gab sie der Platte seitlich etwas Luft und überließ dem Dampfdruck das Abdichten bzw. Anklemmen auf der Dichtungsfläche. Diese Ausführung hat sich bis zu den größten Abmessungen gut bewährt, zumal die größeren Schieber, wohl von 100 mm an aufwärts, mit Umgangsventilen versehen werden, die das Öffnen des Schiebers erleichtern. Immerhin kann diese Konstruktion als nicht vollendet angesehen werden,

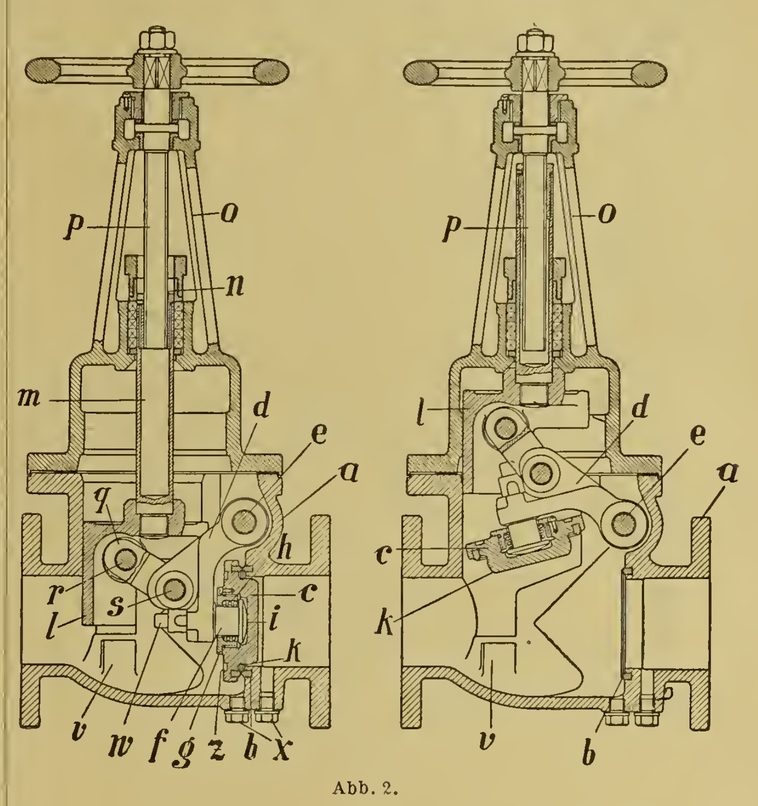


Abb. 2.

und man sann auf eine andere Lösung, die die Firma A. Borsig, G. m. b. H., Berlin-Tegel, in dem Idealventil fand.

Das Idealventil gibt wie der Dampfschieber den vollen Rohrquerschnitt frei. Die Dichtung erfolgt durch einen fest mittels Kniehebelverschlusses angedrückten Ventilteller. Die Widerstände sind gleich den den vollen Rohrquerschnitt freigebenden Dampfschiebern sehr gering; bei größeren Abmessungen betragen sie nur etwa $^1/_{10}$ des Widerstandes eines Normal-Kegelventiles. Das Idealventil hat den großen Vorzug, daß es nachschleifbar ist.

Bezüglich des Widerstandes der Normal-Kegelventile sei noch erwähnt, daß bei sorgfältiger Konstruktion und guter Dampfführung die Widerstände bis etwa 40 vH herabgemindert werden können, doch bleiben sie immer noch weit über dem des Idealventiles bzw. eines Dampfschiebers, der den vollen Rohrquerschnitt freigibt. Die Widerstandslängen des Idealventils weichen je nach Modell nach unten oder oben

[1]) Siehe Ztschr. des V. D. I. 1913, S. 1136, und Feuerungstechnik 1913, S. 236.

etwas von den eingetragenen Werten ab, das gleiche gilt von den Formstücken.

In Abb. 3 sind die Widerstände des Idealventiles, eines Normal-Kegelabsperrventiles, eines Lyra-Kompensators, Stutzens bzw. T-Stückes eingetragen, und zwar in Metern gerader Rohrleitungen ausgedrückt.

Hat man z. B. eine Rohrleitung von 70 m Länge mit 4 Bogen, 2 Normalventilen, 1 Lyra-Kompensator und 2 T-Stücken, so braucht man nur zu der glatten Rohrleitung die Widerstandslängen der Ventile, T-Stücke usw. zuzuschlagen und kann dann leicht den Gesamtwiderstand ermitteln.

Der auf Diffusor-Wirkung beruhende Ferranti-Schieber kommt bezüglich der Widerstandslänge dem Idealventil bei weitem nicht gleich.

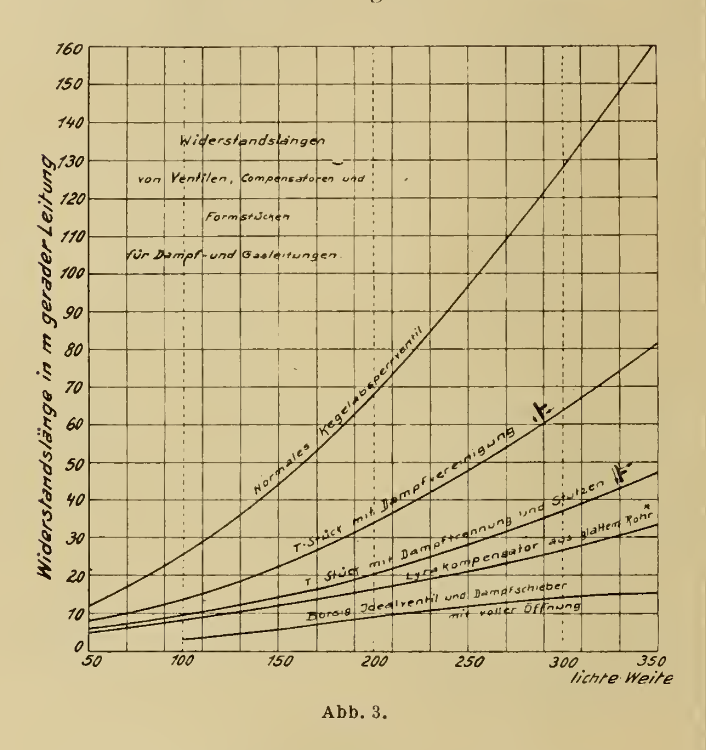


Abb. 3.

III. Isolierung der Dampfleitung.

Bei der Ermittlung des Wärmeverlustes von Dampfleitungen geht man praktisch von den Verlusten der nackten Leitung aus, und man legt die Erfahrungs- oder Garantiewerte, die in Prozenten Wärmeersparnis gegenüber dem nackten Rohr ausgedrückt sind, zugrunde[1]). Eingehende Versuche sind von Ch. Eberle ausgeführt und in der Zeitschrift des V. d. I. 1908, Seite 84f., veröffentlicht. — Eberle kommt hier zu dem Schluß, daß sich in den meisten Beziehungen Satt- und Heißdampf praktisch gleich verhalten, daß die Dampftemperatur im Rohrquerschnitt nahezu gleich ist und daß auch die Dampfgeschwindigkeit auf den Wärmeverlust wenigstens bei Sattdampf nur wenig Einfluß hat.

Es wurde ferner gefunden, daß die Leitungsfähigkeit der Isoliermasse als auch der Übergang der Wärme von dieser an die Luft mit steigender Temperatur zunimmt, verursacht durch größere Strahlung und die lebhaftere Luftbewegung, die bei wärmerem Rohr auftritt.

Bei gesättigtem Dampf ist die Temperatur der Rohrwand nur wenig (½ bis 1°) verschieden von der des Dampfes selbst, und zwar gilt dieses für ein nacktes wie ein isoliertes Rohr. — Bei überhitztem Dampf hängt sie von dessen Geschwindigkeit ab und z. B. bei $v =$ 30 m ist die Wandungstemperatur ca. 30° niedriger als die Dampftemperatur, was auf den schlechten Wärmeübergang von überhitztem Dampf an die Wandungen zurückzuführen ist.

Der Wärmeverlust eines Ventils ist, wie in den Münchener Versuchen von Eberle festgestellt wurde, etwa gleich dem von 1 lfd. m Rohr gleichen Durchmessers.

Für die Flanschen ist ein Zuschlag von rd. 15 vH auf die Rohroberfläche zu machen, denn die Flanschentemperatur ist zufolge der guten Wärmeleitung des Eisens fast überall gleich.

Die Frage »Flanschen isolieren oder freilassen« ist eine viel umstrittene, und die jeweiligen Verhältnisse müssen immer berücksichtigt werden. Man wird schon aus Sparsamkeitsgründen bei dem heute hoch entwickelten Stand der Schweißtechnik Flanschen durch Schweißen der Rohre möglichst sparen, doch kann mit Rücksicht auf Montage und Demontage der Flansch nicht ganz verworfen werden. Bei großen Rohrleitungsanlagen, wie in Kraftwerken, großen Brauereien usw. und insbesondere da, wo Rohrleger für die Wartung der Dampfleitungen vorhanden sind, ist eine Isolierung der Flanschen immer wirtschaftlich.

Die Isoliermasse wird gewöhnlich in Form von Brei bei mäßig angewärmter Dampfleitung aufgetragen und trocknet dann schichtweise. Werden die Flanschen frei gelassen, so wird die Isolierung in entsprechender Entfernung, die ein Herausnehmen der Flanschenschrauben zuläßt, abgesetzt und zur Vermeidung von Beschädigungen mit einer Blechmanschette versehen. Die Isolierung von Flanschen erfolgt vielfach durch Isolierzöpfe oder Isolierschnüre, die bei etwaigem Undichtwerden der Flanschen leicht entfernt und nach dem Dichten wieder verwendet werden können; die Zopfisolierung wird vielfach mit einer darüber gelegten Blechumhüllung noch geschützt.

Besser sind die Flanschen-Isolierkappen, die entweder in Masse geformt oder aber aus Blech als Hohlräume ausgeführt, mit einer Isoliermasse gefüllt und mit Scharnier und Öse versehen sind. Um auch ohne Abnehmen der Isolierkappe festzustellen, ob der Flansch undicht ist, werden die Blechumhüllungen mit einem Entwässerungsröhrchen versehen, welches am tiefsten Punkt angebracht wird und ins Freie führt. Die Umhüllungen erhalten seitlich eine kleine Wulst, so daß etwa austretendes Kondenswasser oder Wrasen nicht etwa seitlich herausläuft, sondern durch das Entwässerungsrohr ablaufen muß. Die Firma Grünzweig

[1]) Anmerkung der Schriftleitung: Dies Verfahren erscheint nicht immer zweckmäßig. Man sollte vielmehr auch hier auf die Wärmeleitzahl des Schutzmittels zurückgehen und würde dadurch zu einem viel klareren Urteil über den Wert der verschiedenen Wärmeschutzmittel kommen.

& Hartmann empfiehlt an Stelle der teueren Flanschenkappen vollständiges Einisolieren der Flanschen als Wulst; diese Isolierung ist jedenfalls die wirtschaftlichste. Um ein Verschmieren der Flanschen mit Isoliermasse möglichst zu vermeiden, sind die Flanschen mit einem in Wasserglas getränkten Strohzopf zu umwickeln, eine kleine Pfanne mit Entwässerungsröhrchen wird zur Ableitung etwa sich bildender Undichtigkeit mit eingewickelt.

Eingehende Versuche über die Prüfung von Rohrleitungs-Isolierungen hat u. a. die Firma Grünzweig

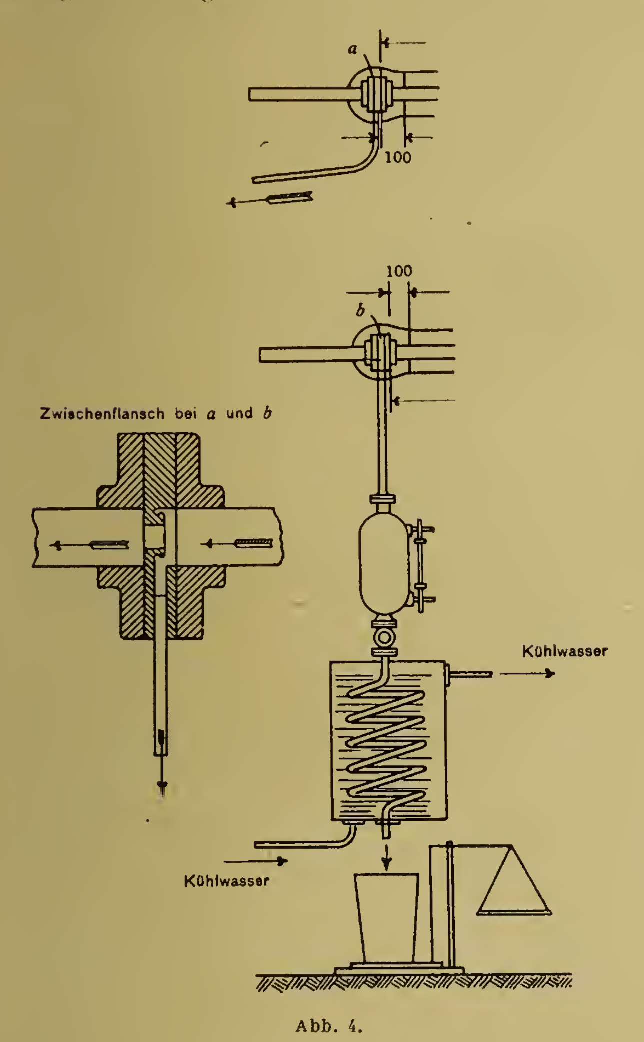


Abb. 4.

& Hartmann, G. m. b. H., Ludwigshafen a. Rh., im Jahre 1910 vom Bayerischen Revisions-Verein unter Direktor Eberle ausführen lassen, die für eine 65 mm starke Isolierung mit Kieselgur mit feinem Expansit-Kork, in nachstehend skizziertem Apparat (Abb. 4) ausgeführt wurde.

Das in Abb. 4 abgebrochene schleifenförmige Rohr, das die Flanschen *a* und *b* verbindet, war 26,54 m lang und besaß im ganzen 7 Flanschenverbindungen. Es war mit Kieselgur-Isoliermasse mit beigemengtem feinen Expansit-Kork (E-Masse) 65 mm stark isoliert.

Die Firma Haake & Co., Celle, gibt für die Isolierung mit ihrer Heißdampf-Isoliermasse auch ähnliche Werte an. Bei 60 mm starker Isolierung beträgt die Wärmeersparnis ca. 84 vH und bei 90 mm Isolierstärke über 90 vH.

Endergebnisse lt. Untersuchungsbericht vom 4. März 1910.

	4	5	10	11	12	13	14	15	16
	Mittlere Dampftemperatur °C	Mittlere Lufttemperatur °C	Stündlicher Wärmeverlust: Dampfleitung u. Kondensatleitung einschl. Flüssigkeitswärme	Stündlicher Wärmeverlust: Dampfleitung u. Kondensatleitung ohne Flüssigkeitswärme	Stündlicher Wärmeverlust: Kondensatleitung allein W. E.	Stündlicher Wärmeverlust: Dampfleitung allein W. E.	Stündl. Wärmeverlust für 1° C Temperaturgefäße und 1 qm Rohroberfläche bei gleicher Dampftemperatur: Leitung umhüllt W. E.	Stündl. Wärmeverlust für 1° C Temperaturgefäße und 1 qm Rohroberfläche bei gleicher Dampftemperatur: Leitung frei W. E.	Wärmeersparnis %
Flanschen frei	137,0	16,7	3273	2580	132	2448	3,02	13,96	78,4
	162,3	16,2	4347	3265	195	3070	3,12	15,16	79,4
	191,7	19,5	5820	4125	278	3847	3,31	16,61	80,0
Flanschen umhüllt	136,8	19,9	2120	1670	128	1542	1,96	13,94	85,9
	162,4	19,3	2770	2080	191	1889	1,96	15,17	87,2
	191,6	21,7	3470	2460	274	2186	1,91	16,60	88,5

In der Praxis wird die Isolierung der Flanschen nicht so gut durchgeführt wie auf Versuchsständen und im Laboratorium; auch ist die Isolierung der Rohrleitungen, bei der es sehr auf das gleichmäßige Auf-

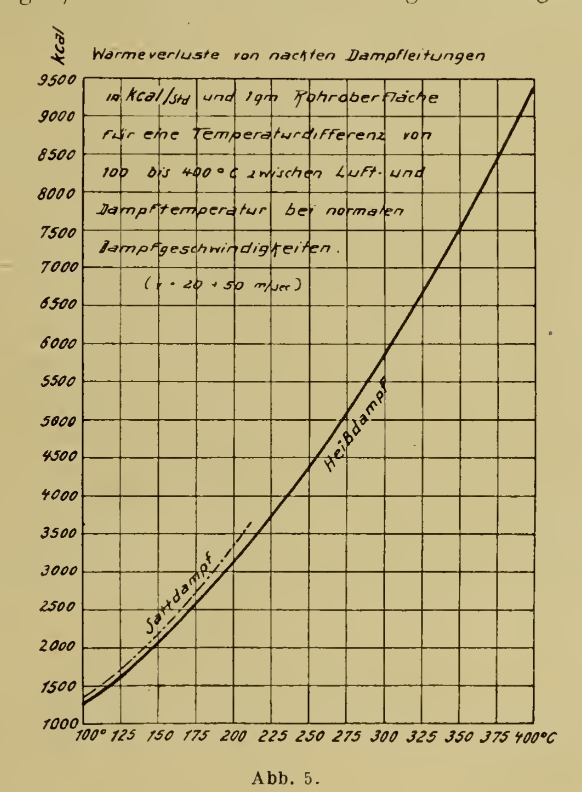


Abb. 5.

bringen und das gute Verschmieren der sich beim Trocknen bildenden Risse ankommt, nicht immer hochwertig und ferner das Material nicht immer gleichmäßig, so daß man für allgemeine Berechnungen folgende Mittelwerte zugrunde legen kann:

Wärmeersparnis in Prozenten für isolierte Dampfleitungen gegenüber nackten Leitungen:

Isolierstärke	70 mm l. W. Flanschen frei	70 mm l. W. Flanschen umhüllt	150 mm l. W. Flanschen frei	150 mm l. W. Flanschen umhüllt
50—60 mm	72—76 %	78—82 %	78—82 %	83—86 %
70—80 mm	76—80 %	82—87 %	82—86 %	86—90 %

Erwähnt sei noch, daß von einer bestimmten Isolierstärke an die Isolierwirkung erheblich weniger wächst

als die Stäcke. Über 80 mm Stärke dürfte bei uns interessierenden Anlagen kaum verwendet werden, allgemein nimmt man nur 50 bis 60 mm, denn die hohen Kosten des Mehrverbrauches an Isoliermaterial werden die Wärmeersparnisse kaum aufwiegen[1]). Hinzu kommt die Belastung des Rohres durch das Mehrgewicht der Isoliermasse. Man wird also Isolierung von über 80 mm nur bei großen Anlagen und Dampfleitungen, die Tag und Nacht unter Dampf stehen, vorteilhaft verwenden.

Die Wärmeverluste der nackten Leitung werden ermittelt nach der Differenz zwischen Lufttemperatur und Dampf und der Rohroberfläche, und es ergeben sich die in Abb. 5 veranschaulichten Werte.

Bei Sattdampf ist der Wärmeverlust zufolge des günstigeren Wärmeüberganges von gesättigtem Dampf an die Rohrwand um einige Prozente größer als bei Heißdampf. — Ich hebe hervor, daß die in der Kurve festgelegten Werte gut übereinstimmen mit den von E. Hausbrand in seinem bekannten Werk »Verdampfen, Kondensieren und Kühlen«, 6. Auflage 1918, S. 310, veröffentlichten Daten.

IV. Berechnung einer Dampfleitung.

Es sei nun an Hand eines Beispiels die Ermittlung der wirtschaftlich vorteilhaften Dampfleitung gezeigt.

Für eine 425 PS-Dampfmaschine, entsprechend 475 PSi mit einer Dampfeintrittsspannung von 12 at = 13 at absolut und 325° an der Maschine soll der Dampfverbrauch, da die Maschine mit 0,8 at absolutem Gegendruck arbeitet, 5,9 kg pro 1 PSi betragen. — Der stündliche Dampfverbrauch ermittelt sich zu

$$475 \times 5{,}9 = 2802 \text{ kg}.$$

Die lichte Weite des Dampf-Eintrittstutzens beträgt nach der Maßtabelle des Erbauers der Dampfmaschine 150 mm; erwähnt sei schon jetzt, daß der Dampfmaschinen-Konstrukteur bei Bemessung des Dampfeintrittstutzens die ungünstigsten Verhältnisse, wie niedrige Dampfspannung, Arbeiten mit Gegendruck, Zwischendampfentnahme usw., rechnen muß und aus diesem Grunde wird der Frischdampfstutzen hinreichend groß gewählt.

Da wir es im vorliegenden Falle mit einer normalen Maschine zu zun haben, so wollen wir zunächst für die Berechnung 150 mm l. W. auch für die Frischdampfleitung zugrunde legen. Das Volumen des Heißdampfes von 12 at und 340°, die als Mitteltemperatur zwischen Überhitzer und Maschineneintritt anzusehen sind, ist 0,2175 m³ für 1 kg Dampf. Mithin das Dampfvolumen

2802 · 0,2175 = 609 m³/h = 0,169 m³/s, bei 150 mm l. W. (176,7 cm²) ergibt sich eine Dampfgeschwindigkeit von 9,6 m/s, die auffallend niedrig ist. Doch sei hierfür die Berechnung durchgeführt:

Für die Ermittlung des Druckverlustes müssen neben der Länge der Leitung auch die Widerstandslängen der Ventile, Bogen und Stutzen usw. zusammengestellt werden.

Länge der Leitung	= 40 m
2 normale Ventile	= 88 »
4 Bogen	= 12 »
3 Stutzen zusammen	= 45 »
	in Sa. 185 m

Für den Gesamt-Druckverlust kommt also der Druckverlust einer geraden Rohrleitungslänge von 185 m in Betracht.

Der Druckverlust wird ermittelt nach der vorgenannten Formel:

$$\Delta p = \frac{0{,}51\,\beta}{10000} \cdot \frac{w^2}{d} \cdot l \cdot p =$$

$$= \frac{0{,}51 \cdot 0{,}88}{10000} \cdot \frac{92}{108} \cdot 175 \cdot 13 = 0{,}066 \text{ at.}$$

Der Spannungsabfall ist also sehr gering. Es sei nun auch gleich der Wärmeverlust dieser Leitung ermittelt. Hierfür sind folgende Längen einzusetzen:

Gerade Leitung	= 40 m
Flanschen 15 vH	= 6 »
2 Ventile . . .	= 2 »
4 Bogen . . .	= 3 »
3 Stutzen. . .	= 1 »
	in Sa. 52 m

Dies ergibt bei 159 mm Außenrohrdurchmesser = 52 × 0,499 = 26 m², dazu 1,3 m² für Wasserabscheider, ergeben 27,3 m².

Die Dampftemperatur beim Überhitzeraustritt des Kessels sei 355°, so ergibt sich eine mittlere Dampftemperatur zwischen Überhitzer und Dampfmaschine von rd. 340° und bei 15° Kesselhaus- bzw. Maschinenraumtemperatur eine Differenz zwischen Dampf und Raumtemperatur von 340 — 15 = 325°. Hierfür ist der Wärmeverlust auf 1 m² nacktes Rohr = 6700, mithin für insgesamt 27,3 m² = 182 900 kcal/h.

Nehmen wir die Isolierung zu 60 mm Stärke an und ferner die Flanschen mit Kappen verkleidet, so kann die Wärmeersparnis mit 82 vH eingesetzt werden.

Mithin beträgt der stündliche Wärmeverlust 182 900 × 0,18 = 32 900 kcal.

Die Abkühlung des Dampfes wird ermittelt nach der Formel:

$$\Delta t = \frac{Q}{G \cdot c},$$

wobei Q die Wärmemenge, G das Dampfgewicht und c die spezifische Wärme ist. Diese Formel gilt, wie hervorgehoben sei, nur für Heißdampf.

Die Abkühlung wird also betragen

$$\frac{32\,900}{2800 \cdot 0{,}54} = 21{,}8^0.$$

Wir sehen also, daß die Leitungsverhältnisse noch sehr ungünstig sind, der Druckverlust ist gering und der Temperaturabfall groß.

Nehmen wir eine kleinere Leitung, und zwar 100 mm im Lichten mit einem Rohr-Querschnitt

[1]) Vgl. M. Gerbel, Die wirtschaftlichste Stärke einer Isolierung. Verlag des V. D. I.

= 78,54 m² an, so ergibt sich die Dampfgeschwindigkeit zu 21,5m/s.

Der Druckverlust der Gesamtleistung setzt sich zusammen aus:

Länge der Leitung	=	40 m
2 normale Absperrventile	=	52 »
4 Bogen	=	8 »
3 Stutzen.	=	27 »
	in Sa.	127 m.

Der Druckverlust beträgt dann:

$$\varDelta p = \frac{0{,}51 \cdot 0{,}88}{10\,000} \cdot \frac{463}{100} \cdot 127 \cdot 13 = 0{,}344 \text{ at.}$$

Für die Ermittlung des Wärmeverlustes kommen wieder 52 lfd. m Rohr in Frage, jedoch bei 108 mm Außendurchmesser 17,6 m² und 1 m² Wasserabscheider mit 18,6 m². Der Wärmeverlust der nackten Leitung ist somit 18,6 × 6700 = 124600 kcal. Die Wärmeersparnis ist bei der kleineren Leitung bei gleicher Isolierung geringer; es wird bei 80 vH Ersparnis der Verlust: 124600 · 0,20 = 24920 kcal. Die Abkühlung des Dampfes beträgt nunmehr:

$$\frac{24\,920}{2800 \cdot 0{,}54} = 16{,}5^0.$$

Es wird also der Dampf bei Verwendung einer 150er Leitung um 21,8⁰ und in der 100er Leitung um 16,5⁰ abgekühlt. Der Dampfverbrauch ist bei 5,3⁰ geringerer Überhitzungstemperatur rd. 1 vH höher, während der durch den Druckverlust in der Leitung bedingte Mehrverbrauch kaum 0,5 vH beträgt. Die Ersparnis von nur 0,5 vH bedeutet aber bei durchgehendem Betriebe und siebenfacher Verdampfung täglich 48 kg und bei 300 Betriebstagen 14,4 t Kohle im Jahr.

Handelt es sich z. B. um eine Auswechslung der Dampfleitung, so würde man natürlich an Stelle der normalen Absperrventile Idealventile einbauen und die Dampfersparnis würde dann erheblich größer sein.

Man muß also, wie vorstehendes Beispiel zeigt, beim Entwurf einer Leitung durch Rechnung des Druckverlustes und des Wärmeverlustes das wirtschaftlichste Mittel suchen, jedoch sei auch hier nochmals erwähnt, daß man mit der Dampfgeschwindigkeit bei Kolbenmaschinen nicht zu hoch gehen darf, zumal die Leitungen bei Geschwindigkeiten über 30 m/s zufolge der stoßweisen Entnahme nicht mehr ruhig liegen. — Der als Puffer dienende Wasserabscheider soll immer möglichst nahe dem Dampfeintrittsstutzen der Maschine liegen; auch muß bei Leitungsberechnungen berücksichtigt werden, ob es sich um Normalleistung oder Höchstleistung der Maschine handelt.

Eine Berücksichtigung der verschiedenen Kolbengeschwindigkeiten ist bei Dampfmaschinen, sofern es sich nicht um abnormal große Füllungen von etwa 30 vH und darüber handelt, nicht erforderlich, da der Dampfeintritt in der Kurbeltotlage erfolgt, in welcher die Kolbengeschwindigkeit = 0 ist; man kann also, ohne einen wesentlichen Fehler zu begehen, für den Dampfeintritt die mittlere Kolbengeschwindigkeit zugrunde legen.

Ich will an dieser Stelle noch hervorheben, daß besonders bei kleineren Leistungen der wirtschaftliche Vorteil von Lokomobilen nicht etwa in der besonders günstigen Konstruktion von Kessel und Dampfmaschine liegt, sondern wesentlich auf die bei Lokomobilen verschwindend geringen Druck- und Temperaturverluste zwischen Kessel und Maschine zurückzuführen ist.

Es soll auch kurz noch die Auspuffleitung rechnerisch festgelegt werden.

Das Volumen für 2800 kg Dampf bei 0,8 at absolutem Gegendruck beträgt 2800 · 2,1216 = 5930 m³/h = 1,65 m³/s.

Wir wählen eine Auspuffleitung von 250 mm Durchm. mit 490,87 cm² Querschnitt. Hierbei ist $w = 33{,}8$ m/s und der Druckverlust für insgesamt 90 lfd. m Rohr:

$$\varDelta p = \frac{0{,}56 \cdot 0{,}88}{10\,000} \cdot \frac{1141}{250} \cdot 90 \cdot 0{,}8 = 0{,}016 \text{ at,}$$

was ohne weiteres zulässig ist.

Würden wir die Leitung mit 225 mm Durchm. annehmen, so würde der Druckverlust 0,027 at betragen, was schon als Grenzwert anzusehen ist. Man wird also mit 250 mm l. W. die Leitung als richtig und günstig bemessen ansehen können, da unsere Maschine auch zeitweise auf Kondensation arbeiten soll.

Der Kondensverlust in der Sattdampfleitung wird genau so ermittelt wie vor, jedoch kommt eine Temperaturerniedrigung nicht in Frage, sondern es machen sich die Wärmeverluste durch Kondensation der entsprechenden Menge Sattdampfes bemerkbar. Hat man z. B. in einer Sattdampfleitung von 8 at Betriebsdruck stündlich 25000 kcal Wärmeausstrahlung, so werden sich insgesamt 25000 : 488,1 = rd. 51,2 kg Kondensat bilden Hierbei stellt der Wert 488,1 die Verdampfungswärme dar.

(Fortsetzung folgt.)

Über Eiszellen.

Von A. Freundlich, Düsseldorf.

Auf den ersten Blick könnte es fast als ein Herausnehmen gelten, für eine Abhandlung über Eiszellen überhaupt Anspruch auf Wissenschaftlichkeit machen zu wollen, und dennoch ist die richtige Bewertung dieses Teiles der Eismaschine sowohl bei der Beschaffung als auch später bei der Behandlung im Betriebe eine Angelegenheit größter Erfahrung, die weder nebensächlich noch selbstverständlich behandelt werden sollte.

Derjenige Fachmann, der sich einmal Rechenschaft darüber gibt, daß der Bestand an Eiszellen rund 35 vH des Gesamtwertes der Anlage darstellt, und dann weiterhin berechnet, daß bei einer übermäßigen Abnutzung dieser Eiszellen, welche bei minderwertiger Lieferung oder unsachgemäßer Behandlung bis zu 25 vH jährlichen Abganges betragen kann und damit allein schon 0,35 × 25 = rd. 9 vH seines Anlagewertes an Jahresverschleiß erreicht, der wird bereitwilligst

einer Abhandlung darüber folgen, woher nach dem heutigen Stand der Betriebswissenschaft ein abnormaler Verschleiß kommen kann, wie man dieses Versagen ergründet und demselben nach Möglichkeit begegnet.

Vor etwa 8 Jahren habe ich schon auf dem Kongreß der deutschen Eisfabrikanten in Hamburg Ausführungen über die Hauptursachen vorzeitiger Zerstörungserscheinungen bei Eiszellen und Vorschläge zu deren Verhütung gemacht. Seitdem haben Betriebswissenschaft und Fabrikationstechnik weitere Erfahrungen und Errungenschaften aufzuweisen.

Die Anlässe zum übermäßigen Verschleiß können verschiedener Art sein und lassen sich im allgemeinen zurückführen auf:

chemische Einflüsse,
elektrolytische Einflüsse
oder vereint chemisch-elektrolytische Einflüsse.

Die chemischen Einflüsse sind im allgemeinen erkennbar an der ziemlich gleichmäßigen Zerstörung der Legierung über der ganzen Zellenoberfläche im Anfang, mit nachfolgender Anfressung des Eisenbleches, ebenfalls wieder in ziemlich gleichmäßiger Verteilung der Zerstörungsherde. In besonderen Fällen handelt es sich um vereinzeltes Auftreten von feinen, nadelspitzgroßen Löchern. Sie liegen meistens im Bereich der oberen und unteren Zellenrahmen, da, wo die Ablagerung von Rostrückständen und Verunreinigungen der Sole die Bildung von nestartigen Geschwulsten begünstigt, während sonst die Legierung an sich unversehrt bleibt.

Diese chemischen Zerstörungen können veranlaßt sein in erster Linie durch sauer reagierende Sole, und dann durch eine allzu starke Anreicherung der Sole mit Sauerstoff. Diese wird hervorgerufen durch undichte Stopfbüchsen der Generator-Rührwerke und Solepumpen oder aber durch injektorartiges Mitreißen von Luft bei freiem Solerücklauf in den Generator und endlich noch durch zu hohen Stand der Rührwerke, wobei die vom Propeller gebildeten Wellenberge an der Sole-Oberfläche mechanisch Außenluft überdecken und mit in die Tiefe reißen. Schließlich wird die Rostbildung auch noch an den Stellen, wo die Eiszellen aus dem Solebad ragen und mit der Außenluft sich berühren, dann besonders begünstigt, wenn die Generatorabdeckung mangelhaft oder unnötigerweise offen gehalten wird.

Die Tatsache elektrolytischer Einflüsse ist jahrelang unerkannt die Ursache ungeheurer Zerstörungen gewesen; charakteristisch für sie ist, daß sie sich selten gleichmäßig über die Zelle verteilen, sondern immer nur stellenweise auftreten, beispielsweise nur in einer gewissen Höhe oder auf einer oder mehreren Seiten der Eiszellen oder nur in der Schweißnaht, jedenfalls in einem immer nach gesetzmäßigen Regeln zu erkennenden Verlauf. Die Zerstörungen beginnen mit der Auffressung der Legierung an den vom elektrolytischen Strom betroffenen Stellen und darauf folgender Zerstörung des Eisenbleches durch allmähliches Ablösen von Schlackenschichten bis zur Durchlöcherung, meistens in Zerstörungsherden von mehreren Zentimetern im Geviert.

Die Entstehung solcher verheerend wirkender, elektrolytischer Ströme wird begünstigt ebenfalls wieder durch säurehaltige Sole, und zwar bei Anwesenheit von zweierlei Materialien, wobei Guß- und Schmiedeeisen oder sogar Schmiedeeisen verschiedener Sorten (beispielsweise Anfressung der Schweißnaht allein) als zweierlei Material zu betrachten ist; ferner entstehen elektrolytische Ströme bei schlechter Isolierung der Starkstromleitungen von Kran- und sonstigen Antriebsmotoren und der Beleuchtung und schließlich noch bei zu geringer Bemessung der Entfernung der einzelnen Zellen unter sich im Rahmen und dadurch verursachter zu geringer Breite des Elektrolytkanals, womit die an und für sich recht schwachen elektrolytischen Ströme leichter in Wirkung treten können.

Sobald die Elektrolyse auftritt, wird das in der Spannungsreihe negativere, also schwächere Material — in unserem Falle Zink oder Blei — derart stark in Mitleidenschaft gezogen, daß es zerfällt, und es stellen sich die schon geschilderten Vorgänge ein. Wenn einmal die Legierung an einer Stelle zerstört ist, so kommen dann noch die chemischen Einflüsse an den einmal bloßgelegten Eisenblechstellen zur Wirkung, und die Zerstörung schreitet wegen der äußerst geringen Widerstandsfähigkeit von Eisen gegenüber chemischen Einflüssen rapide vorwärts.

Unter anderem habe ich einen äußerst charakteristischen Fall von elektrolytischer Zerstörung voreinigen Jahren in einem Eiswerk festgestellt.

Nachdem mir aus einer Sendung Eiszellen kurze Zeit nach deren Anlieferung hintereinander ein verhältnismäßig geringer Prozentsatz der Gesamtlieferung als angefressen gemeldet wurde, die ohne Ausnahme etwa auf halber Höhe der Zelle und alle symmetrisch nur auf einer Seite beschädigt waren, ging ich der Angelegenheit an Ort und Stelle nach und fand, daß letzten Endes ein Rotgußpropeller des Rührwerkes der Erreger von elektrolytischen Strömen war. Der Schaden wurde nach dessen Auswechselung in einen solchen aus Gußeisen und etwas weiterem Abrücken von der ersten Rahmenreihe endgültig behoben.

Einen weiteren bezeichnenden Fall von Elektrolyse konnte ich in England feststellen. Einem Generator, der bisher nur verzinkte Zellen enthielt, wurden als Ersatz eine größere Anzahl verbleiter Zellen angefügt; von diesem Augenblick ab wirkten die verzinkten Zellen als Anoden und waren dem Verschleiß allein ausgesetzt, während die verbleiten vollständig verschont blieben. Also das in der Spannungsreihe negativere Zink verfiel, und das positivere Blei widerstand.

Viel zu geringe Beachtung wird schließlich noch mangelhafter Ausführung der Eiszellen hinsichtlich guter Konizität und Vermeidung von Einbeulungen oder Ausbauchungen geschenkt, Geburtsfehler, die betriebstechnisch viel einschneidendere Auswirkung haben, als

vielseitig angenommen wird; sitzt auch nur eine einzige windschiefe, ein- oder ausgebeulte Eiszelle in einer sonst tadellosen Zellenreihe, so ist der Auftauverlust bei solchen Zellenrahmen unverhältnismäßig groß, weil ein einziger Ausbleiber den Anlaß gibt, daß der betreffende Rahmen viel länger im Auftaugefäß gehalten werden muß. So können eine kleine Anzahl später eingereihter mangelhafter Zellen den ganzen Generatorinhalt in seiner Wirtschaftlichkeit verderben.

Den in vorstehenden Fällen bezeichneten schädlichen Einflüssen läßt sich teils durch eine entsprechende Betriebsführung, teils durch sachgemäße Anfertigung der Eiszellen mit Erfolg begegnen. Ersteres erfordert etwas guten Willen und die höchste Aufmerksamkeit, damit die oben angedeuteten fehlerhaften, aber vermeidbaren Betriebsverhältnisse abgestellt werden. Bei der Anfertigung aber muß das höchste Bestreben des Eiszellenfabrikanten darauf gerichtet sein, der Vollkommenheit so nahe wie nur irgend möglich zu kommen, indem chemische Einflüsse durch gutdeckende Legierung und geeignetes Blechmaterial tunlichst ausgeschaltet und elektrolytische Einflüsse durch Verwendung von im molekularen Gefüge möglichst gleichem Material ferner gerückt werden. Diesem Zwecke kommen die von meiner Firma seit etwa zwei Jahren nach meinem D. R. G. M. Nr. 736434 angefertigten Fabrikate in weitgehender Weise nahe.

Bisher bestanden die Vorrichtungen zum Einspannen der Eiszellen in die Zellenrahmen entweder aus angenieteten oder punktgeschweißten Flacheisenleisten oder Bunden aus anderen Eisensorten als das Zellenblech. Außerdem gab deren Befestigungsart allzu häufigen Anlaß zu Reparaturen und Mißhelligkeiten, schon deswegen, weil die Verbindung von 1 1/2 mm Blech durch Nieten oder Punktschweißen an die verhältnismäßig viel dickeren Flacheisen von 5 bis 10 mm unkonstruktiv war.

Bei jeder außergewöhnlichen Beanspruchung auf Stoß und Zug mußte selbstverständlich das dünnere Blech zum Ausreißen kommen. Nach meiner Ausführungsform, die sich jetzt bereits mehrere Jahre bewährt hat, wird diese obere Flacheisenleiste ersetzt durch einen aus dem vollen Zellenblech in der Dicke des vormaligen Stäbchens hergestellten runden oder u-förmig angebogenen Wulst, welcher nunmehr die Zelle trägt. Gleichzeitig wird ebenfalls aus dem vollen Zellenblech, also wieder aus derselben Eisensorte, auf den beiden bisher glatten Zellenseiten eine Blechumbördelung herausgeholt, so daß jetzt den oberen Zellenrand ringsum ein aus dem vollen Blechmaterial der Eiszelle selbst hergestellter Bund umgibt, der das Trägheitsmoment an dieser mechanisch meist beanspruchten Stelle wesentlich erhöht und außerdem aber — und darauf ist ebenso großer Wert zu legen — das Auftreten der zerstörenden Einflüsse durch Elektrolyse deshalb weiterrückt, weil nunmehr durch Wegfall von Nieten und Flacheisen ein im Stoff einheitliches Material vorhanden ist, welches das Entstehen elektrolytischer Ströme nicht so begünstigen kann, wie das früher vorhandene zweierlei Material.

So unwesentlich auch auf den ersten Blick diese neueste Ausführungsform erscheint, so einschneidend und wichtig ist sie aus oben angeführten Gründen mit Bezug auf erhöhte Widerstandsfähigkeit gegen elektrolytische Einflüsse und mechanische Beanspruchung.

Seit den 30 Jahren, die ich der Entwicklung der Eiszellenfabrikation widme und danach strebe, immer vollkommenere Mittel und Wege zu finden, mein Fabrikat auf die möglichst höchste Stufe der Vollendung zu bringen, war keine Verbesserung des Verfahrens auch nur annähernd von solch durchschlagendem Erfolg gekrönt wie die vorstehend beschriebene.

Eine weitere Verbesserung wurde bei den beiden unteren Stäbchen eingeführt. Diese wurden bisher über die ganze Zellenbreite aufgenietet oder punktgeschweißt, wobei erfahrungsgemäß sich an diesen Stellen dauernd Oxydations- und Solerückstände ablagerten, welche zu den schon geschilderten schädlichen Einflüssen führten. Diese Befestigungen werden von mir jetzt unterteilt in Gestalt von Nocken ausgeführt, die je nur 1 cm lang an beiden Seiten autogen aufgeschweißt werden. Diese autogene Schweißung ist selbstverständlich haltbarer als eine Nietung oder Punktschweißung. Auch bleibt durch den Wegfall der Leiste der Durchfluß der Sole ungehemmt, und die früheren Korrosionsnester kommen nicht zur Entstehung. Eine derart ausgeführte Zelle ist nunmehr in allen ihren Teilen von fast einheitlichem Eisenmaterial ohne Nietstelle autogen geschweißt, und außerdem ist die Aufhängevorrichtung um ein vielfaches konstruktiv verbessert.

Zusammenfassend sehen wir, daß in bezug auf Betriebsführung viele Faktoren aus dem Wege geräumt werden können, die der normalen Erhaltung der Eiszellen im Wege stehen und in fabrikatorischer Hinsicht nur stetes Bemühen nach Vervollkommnung dahin führen kann, daß dieser relativ wertvolle Bestandteil der Eismaschine immer hochwertiger wird.

Zur Steuerbilanz 1921.

Von Steuersyndikus Dr. jur. et rer. pol. Brönner, Berlin W 9.

Ein kürzlicher Erlaß des Reichsfinanzministers bestimmt, daß die Steuererklärungen für das Kalenderjahr 1921 in der Zeit vom 15. Februar bis 15. März 1922 abzugeben sind. Gleichzeitig findet sich der Hinweis, daß mit einer allgemeinen Verlängerung dieser Frist nicht gerechnet werden kann. Diejenigen Firmen, welche nicht fristgemäß ihre Steuererklärungen bzw. ihre Abschlüsse fertigzustellen vermögen, werden deshalb rechtzeitig eine entsprechende Verlängerung beantragen müssen, um Nachteile zu vermeiden.

Vorausgeschickt sei, daß die soeben ergangene Abänderung des Einkommensteuergesetzes auf die Veranlagung des Steuerjahres 1921 grundsätzlich keinen Einfluß hat. Die durch die geänderte Staffelung der

Steuersätze geschaffene Erleichterung tritt erst mit dem 1. Januar 1922 in Kraft, und das Steuerjahr 1921 wird noch nach den bisherigen Sätzen veranlagt, freilich erfolgt die Erhebung nur bis zum 31. Dezember 1921, also nur für 3/4 Jahre.

Das Reichseinkommensteuergesetz enthält eine abweichende Berechnung des steuerpflichtigen Geschäftsgewinnes für nicht buchführende Kaufleute einerseits und für Handelsbücher führende anderseits. Bei nicht buchführenden Kaufleuten gestaltet sich die Rechtslage so, daß von der Finanzbehörde die einzelnen Posten, und zwar die Betriebseinnahmen und die Betriebsausgaben festzustellen sind, so daß also der Überschuß der Betriebseinnahmen über die Betriebsausgaben unter Berücksichtigung des Unterschiedes der Betriebswerte am Beginn und am Schluß des Geschäftsjahres festzustellen ist. Bei Steuerpflichtigen dagegen, welche Handelsbücher nach den Vorschriften des Handelsgesetzbuches führen, ist der Geschäftsgewinn unter Beachtung der Vorschriften des § 15 RE. nach den Grundsätzen zu berechnen, wie sie für die Inventur und Bilanz durch das Handelsgesetzbuch vorgeschrieben sind. Die Bilanzierenden werden das Recht, von den Grundsätzen des HGB. abzuweichen, nur soweit in Anspruch nehmen dürfen, als nicht Rechte Dritter, also z. B. des Staates dadurch berührt werden oder aber eine Sondervorschrift die Abweichung von den handelsrechtlichen Bestimmungen erfordert. Im § 15 RE. ist in Ziffer 1 hervorgehoben, daß die Aufwendungen zur Verbesserung und Vermehrung des Vermögens, insbesondere auch diejenigen zu Geschäftserweiterungen und zur Schuldentilgung nicht abzugsfähig sind. Hieraus folgt, daß Zugänge von dauernd dem Betriebe gewidmeten Gegenständen nicht als Geschäftsunkosten verbucht werden dürfen, sondern mit ihrem Anschaffungswert oder ihrem gemeinen Wert den Anlagekonten zugeführt werden müssen. Nicht als Zugang zu verbuchen sind die zur Erwerbung, Sicherung und Erhaltung der Einkünfte gemachten Aufwendungen (Werbungskosten).

Es ist somit scharf zu scheiden zwischen Instandhaltungskosten und Instandsetzungskosten. Instandhaltungskosten sind die Aufwendungen, welche gemacht werden, um das Vermögen in seinem bisherigen Zustande zu erhalten und hierdurch zur Erzielung des Ertrages im bisherigen Umfange fortgesetzt geeignet zu machen, also insbesondere auch Reparaturen usw. Im Gegensatz hierzu stellen die Instandsetzungskosten nicht abzugsfähige Aufwendungen zur Verbesserung und Vermehrung des Vermögens dar. Während Instandhaltungskosten zur Erhaltung eines Gegenstandes im Zustande, in dem der Eigentümer ihn erworben hat, dienen, bezwecken Instandsetzungskosten seine Versetzung in einen besseren Zustand. Sind Instandsetzung und Instandhaltung miteinander verbunden, dann sind die auf letztere entfallenden Kosten abzugsfähig (vgl. Entsch. Pr. OVG. in St. 108).

Zusammenfassend bleibt festzustellen, daß für buchführende Kaufleute grundsätzlich von der kaufmännischen Bilanz ausgegangen wird. Maßgebend ist diese jedoch nur dann, wenn sie handelsrechtlich richtig ist und den Grundsätzen entspricht, die für die Inventur und Bilanz durch das Handelsgesetzbuch vorgeschrieben sind. Diese handelsrechtlich richtige Bilanz ist gegebenenfalls insoweit abzuändern, als dies besondere steuerliche Rechtsgrundsätze erforderlich machen, z. B. § 33a RE. (Bewertung des Betriebsvermögens), § 59a RE. (steuerfreie Erneuerungsrücklagen) usw.

Ohne auf die Bestimmung des § 33a RE. und des § 59a RE. im einzelnen einzugehen, mag darauf verwiesen werden, daß die derzeitigen Inflationspreise voraussichtlich oftmals Veranlassung sein dürfen, schwebende Verbindlichkeiten bei der Bilanzierung zu berücksichtigen. Für diese letzteren gestaltet sich die Rechtslage bei Zugrundelegung der wichtigen Entscheidung des Reichsfinanzhofes vom 7. Mai 1920 folgendermaßen: Es ist ein von der höchstrichterlichen Spruchpraxis bisher ausnahmslos festgehaltener Grundsatz, daß zukünftige Ausgaben und Verluste und die bloßen Möglichkeiten einer Wertverminderung wegen der in der Zukunft liegenden Gefahren wirtschaftlicher Art nicht zu einer Abschreibung oder Rückstellung berechtigen. Der für die Bewertung eingesetzte Betrag bleibt jedoch ausnahmsweise steuerfrei, sofern die rechtliche Verpflichtung zur Leistung gewisser Abgaben beim Abschlusse des Geschäftsjahres bereits feststand, selbst wenn zu seiner Zeit die Höhe und der Zeitpunkt der Verwendung noch ungewiß war. Es ist dann die in der Zukunft liegende Leistung dem Jahre ihrer rechtlichen Entstehung auch wirtschaftlich zu belasten und deshalb auch in dem Abschluß dieses Jahres nötigenfalls mit einem zu schätzenden Betrag zum Ausdruck zu bringen. Es können also ausnahmsweise Verpflichtungen aus Verträgen, die noch von keiner Seite erfüllt sind, in die Bilanz aufgenommen werden, wenn es bei der Aufstellung derselben bereits feststeht, daß die Erfüllung eines noch nicht erfüllten Vertrages Verluste bringen wird. Solche Verluste sind einmal dann möglich, wenn der Steuerpflichtige Waren, Maschinen oder sonstige Gegenstände aus noch unerfüllten Geschäftsabschlüssen zu liefern hat und die Herstellungskosten den früher vereinbarten Preis erheblich übersteigen, so daß der Steuerpflichtige bereits am Bilanzstichtage einen entsprechenden Verlust tatsächlich erlitten hat. Der Fall kann aber anderseits auch so liegen, daß vom Steuerpflichtigen Warenkäufe getätigt worden sind zu Preisen, welche erheblich über den für den Bilanzstichtag bzw. Lieferungstag geltenden Marktpreis liegen. In gleicher Weise können hier Überpreise Berücksichtigung finden, die nach allgemein herrschender Rechtsprechung, z. B. bei Bauten, Maschinen usw., steuerfrei im Jahre der Anschaffung abgeschrieben werden dürfen. Der durch die Anschaffung z. B. einer überteuerten Maschine in Höhe des Überpreises entstehende Betriebsverlust ist auch steuerlich anzuerkennen, und zwar nach der nunmehrigen Entscheidung des Reichsfinanzhofes nicht erst im Jahre der Lieferung, sondern bereits im Jahre des Lieferungsabschlusses, also der Auftragserteilung.

Besondere Schwierigkeiten bereitet unter den heutigen ungewöhnlichen Verhältnissen erfahrungsgemäß die Behandlung des Warenkontos. Für Waren, Vorräte, Fertigfabrikate, Halbfabrikate und Materialien steht es gemäß § 33a RE. dem Steuerpflichtigen offen, entweder den Anschaffungswert einzusetzen oder aber, wenn dieser niedriger ist, den gemeinen Wert.

Diese Regelung schließt aus, daß noch nicht realisierte Gewinne etwa als Geschäftsgewinne gerechnet werden; noch nicht realisierte Verluste sind dagegen als wirkliche Verluste behandelt. Bei den auf das Waren- und Materialienkonto entfallenden Betriebsgegenständen ist naturgemäß nicht von dem »auf die lange Dauer unter dauernden normalen Verhältnissen« festgestellten Preis als gemeinen Wert auszugehen. Es kommt da nur der für den bis zur voraussichtlichen Veräußerung maßgebenden Zeitraum als dauernd anzusehende Wert in Betracht. Hier tritt der scharfe Unterschied zwischen Anlagegegenständen und umlaufenden Betriebsgegenständen in Erscheinung. Weil das Moment der Dauer der Verwendung bzw. der Veräußerung für beide Kategorien ein verschiedenes ist, ergibt sich für das einzelne Objekt je nach seiner Eigenschaft im Unternehmen ein abweichender gemeiner Wert.

In jedem Fall sind die unmittelbar nach dem Bilanztag veräußerten Waren mit dem Anschaffungspreis oder dem unverkürzten Tagespreis einzusetzen. Dagegen werden Rohstoffe, die mit Rücksicht auf ihre schwierige Beschaffung oder dgl. in solchen Mengen weit über den sonst üblichen Normalvorrat angehäuft wurden, daß ihre Verarbeitung sich auf lange Zeit erstreckt, sich hinsichtlich des gemeinen Wertes von dem gemeinen gleichartiger Rohstoffe unterscheiden, die dem Normalvorrat entsprechen. Von ausschlaggebender Bedeutung ist neben den Konjunkturverhältnissen regelmäßig das Moment der Dauer bis zur Veräußerung bzw. Verwendung.

Zeitschriftenbericht.

Wissenschaftliche Grundlagen.

Strömungs- und Wärmeübergangsprobleme. Max Jakob. Zeitschrift d. V. d. I. 65, Heft 53.

Bericht über Heft 4 der Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik.

Verbesserte Form eines Wasserstoffdampf-Kryostaten für Temperaturen zwischen — 217 und — 253° C. H. Kamerlingh Onnes und C. A. Cromm lin. Communications from the physical laboratory of the University of Leiden, Nr. 154.

Tiefe Temperaturen.

Über den Einfluß tiefer Temperaturen auf die magnetischen Eigenschaften der Legierungen von Eisen und Nickel und Mangan. Sir R. A. Hadfield, H. R. Woltjer und H. Kamerlingh Onnes. Communications from the physical laboratory of the University of Leiden. Nr. 155.

Verfahren der Untersuchung und Vorrichtungen werden beschrieben. Bei Eisen-Nickel-Legierungen ist der Magnetismus bei der Temperatur der flüssigen Luft und des flüssigen Heliums erheblich gesteigert und vermindert sich nach Erhöhung der Temperatur nur wenig. Bei 29 vH Nickelgehalt ist der Magnetismus der Legierung nahezu Null, wenn keine Abkühlung stattgefunden hat, etwa 72 vH des reinen schwedischen Holzkohleneisens bei Abkühlung auf 20° K und etwa 64 vH nach der Erwärmung. Bei höherem Nickelgehalt (die Versuche reichen bis 43 vH) steigt der Magnetismus bei und nach Abkühlung noch etwas an. Manganeisen wird in seiner Magnetisierbarkeit so gut wie gar nicht beeinflußt. Bei 16 vH Mangangehalt ist die Magnetisierbarkeit nahezu Null.

Isothermen des Neons. C. A. Crommelin, J. Palacios Martinez und H. Kamerlingh Onnes. Communications from the University of Leiden, Nr. 154.

Der geradlinige Durchmesser des Wasserstoffs. E. Mathias, C. A. Crommelin und H. Kamerlingh Onnes. Ebendort.

Der Durchmesser hat die Gleichung $y = -0{,}063510 - 0{,}00039402\,t$. Die kritische Temperatur ist $-239{,}91^\circ$ C, die kritische Dichte 0,03102 g/cm³, der kritische Koeffizient

$$\frac{p_k \cdot v_k}{R\,T_k} = 3{,}276.$$

Überwachung der Anfressungen in Kältemaschinen. F. N. Speller. American Society of Refrigerating Engineers Journal. 8, 1921, Heft 3.

Der Verfasser beschäftigt sich vor allem mit den Anfressungen, die durch den in der Sole bzw. im Wasser gelösten Sauerstoff entstehen, der das Eisen oxydiert. Der Verfasser schlägt vor, den Sauerstoff vor Eintritt in die Rohrsysteme dadurch zu entfernen, daß er chemisch gebunden wird, und zwar am billigsten durch Überleiten über Eisenstücke. Bei einer Anlage, bei der die Eisenrohre wegen übermäßiger Verrostung hatten ersetzt werden müssen, wurde im Keller ein Behälter angeordnet, der mit Eisenstücken gefüllt war. Aus diesem wurde das Wasser entnommen. Die Eisenstücke banden den gelösten Sauerstoff, verrosteten selbst, aber die neuen Rohre zeigten nach vierjährigem Betriebe keinerlei Anrostungen. Besonders wirksam hat sich das Verfahren erwiesen, wenn das Wasser warm mit dem Eisen in Berührung kommt. Es werden die Ergebnisse von Versuchen mitgeteilt, die W. D. Richardson (Chemical and Metall Engineering, August 1920, S. 243) angestellt hat. Geprüft wurde Bessemerstahl und Schmiedeeisen, wie es für Rohre verwandt wird, und zwar während 1000 Tagen auf die Einwirkung von Wasser und 10proz. Salzsole, in Ruhe und mit Luft gerührt. Die Zahlen geben den Verlust in g an.

		Bessemer Stahl	Schmiedeeisen
Wasser in Ruhe	nicht getrocknet	29,5	36,8
	zweimal in der Woche getrocknet	53,5	43,9
Wasser mit Luft gerührt	nicht getrocknet	178,4	233,7
	einmal in der Woche getrocknet	171,0	107,9
Sole 10 vH	nicht getrocknet	14,1	20,3
	einmal in der Woche getrocknet	161,8	111,9
Sole 10 vH mit Luft gerührt	nicht getrock.	96,8	108,4
	einmal in der Woche getrocknet	252,1	305,3

Man erkennt, daß nichtgerührte Sole, wenn das Gefäß nicht getrocknet wird, am günstigsten ist, und den sehr schädlichen Einfluß des wiederholten Trocknens.

Es wird noch ein Beispiel angeführt, bei dem sich die Entfernung des Sauerstoffs aus dem Wasser durch Entlüften im Vakuum ausgezeichnet bewährt hat. Bei Berieselungskondensatoren ist ein Entlüften des Wassers natürlich nicht möglich. Der Verfasser empfiehlt, das Wasser dadurch alkalisch zu machen, daß man es durch ein mit zerkleinertem kohlensauren Kalk gefüllten Behälter laufen läßt. Dies Verfahren verursacht geringe Kosten und hat sich bewährt. Nach Erfahrung des Verfassers greift Sole das Eisen nicht an, wenn sie frei von Sauerstoff und von Chlormagnesium ist. Aber auch bei Anwesenheit des letzteren findet bei Abwesenheit von Sauerstoff ein Anfressen nicht statt. Auch bei Sole hat sich ein schwacher Zusatz von

Kalk bewährt. Zink wird aber von alkalischem Wasser stärker angegriffen als von neutralem oder schwachsaurem.

In der dem Vortrag folgenden Aussprache machte F. L. Fairbanks darauf aufmerksam, daß bei alkalischem Wasser bei Berührung mit Zink Wasserstoff entsteht, der zu Explosionen Veranlassung geben kann.

Kältemaschinen.

Der heutige Stand des Kältemaschinenbaues. M. Krause. Zeitschrift d. Vereins deutscher Ingenieure 65, Heft 52.

Es wird an Hand von Ausführungen einzelner Firmen gezeigt, welchen Einfluß die Einführung des Betriebes mit überhitzten Dämpfen, die neuzeitlichen Gesichtspunkte in der Herstellung von Maschinen sowie die vergrößerte Kenntnis der den Wärmeübergang beeinflussenden Umstände auf die Anordnung und Formgebung der Teile von Kältemaschinenanlagen gehabt haben. Erhöhung der Leistung von CO_2-Maschinen durch Nachpressung (Plank). Neuere Ausführungsformen von Wasserdampfkältemaschinen.

Flüssige Luft.

Luftverflüssigung und Lufttrennung. R. Linde. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 65, Heft 52.

Kurze geschichtliche Darstellung, physikalische Grundlage des Lindeschen Verfahrens, Kälteleistung und Arbeitsbedarf, Verfahren nach Claude, nach Heylandt. Lufttrennung durch Rektifikation. Neuere große Anlagen. Grenzen des Kraftbedarfes. Bisherige Leistungen. Ausblicke.

Neuerungen im Sprengluftverfahren. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 65, Heft 52.

Bei doppelwandigen Flaschen besteht die Gefahr, daß bei Stößen der innere Teil, der mit dem äußeren nur am Halsrande zusammenhängt, abreißt. Ihr wird dadurch begegnet, daß die innere Flasche durch eine Spiralfeder abgestützt wird. Bei Tauchgefäßen werden die Luftdämpfe durch einen das Gefäß umschließenden Mantel geleitet, wodurch die Verluste stark vermindert werden. Zur Füllung der Patronen wird ein neuer, aus Azetylen gewonnener Stoff benutzt, der das 20fache seines Gewichtes an flüssiger Luft aufsaugt. Neue Sprengkapseln haben eine Lagerfähigkeit von 600 Tagen.

Verschiedenes.

Theorie und Praxis der Kühlung durch Streudüsen. B. H. Coffey und G. S. Dauphinee. American Society of Refrigerating Engineers Journal 8, 1921, Heft 3.

Es wird auf die verschiedenen die Wirkung beeinflussenden Veränderlichen eingegangen sowie über mehrere ausgeführte Anlagen berichtet.

Exportschlächtereien in Südamerika und die Verfahren zur Auswahl des für die Ausfuhr geeigneten Fleisches. E. Quaddeker und C. F. van Oyen. Mededeelingen Nr. 40 van de Nederlandsche Vereeniging voor Koeltechniek. Sept. 1921.

Die Verfasser berichten über ihre im Auftrag der Niederländischen Regierung ausgeführten Studienreise nach Brasilien, Uruguay und Brasilien und schildern die dortigen Verfahren und Vorschriften. Die Kritik ist für Argentinien und Uruguay im wesentlichen günstig.

Die Anwendung des logarithmischen Druck-Volumenbildes für Wärmevorgänge. K. Körner. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik 1, Heft 3.

Bücherbericht.

»Ice and Cold Storage« Trades Directory for 1922 for all connected with the refrigerating industry and allied trades in the United Kingdom. London, Iliffe & Sons, Ltd., 20, Tudor St., E. C. 4. Preis 11 sh 3 d, postfrei.

Friedrich Leitner. Die Selbstkostenberechnung industrieller Betriebe. J. D. Sauerländers Verlag, Frankfurt a. M. Siebente Auflage. Preis broschiert 60 M., geb. 65 M.

Wirtschaftliche Nachrichten und Rechtsfragen.

Mineralöle und Fette. Bericht der Firma Sachsenöl-Gesellschaft m. b. H. Dresden, den 19. Januar 1922.

Die in letzter Zeit stattgefundene rückläufige Preisgestaltung für die amerikanischen Rohöl-Notierungen ist die Ursache, daß die hiesigen Preise für Schmieröle sich noch ungefähr auf ihrem niedrigs'en Stande behaupten. Die Standard Oil Compagnie beabsichtigt scheinbar, durch künstliche Niederhaltung der Erdölpreise die in letzter Zeit stark zunehmenden kleineren Erdöl-Gesellschaften in finanzielle Schwierigkeiten zu bringen und auf diese Art Neubohrungen zu verhindern. — Wir rechnen mit einer vorläufig anhaltenden langsamen Aufwärtsbewegung der Devisenkurse, da die Inflation immer weitere Fortschritte macht. Hiervon wird naturgemäß die weitere Preisbewegung in erster Linie beeinflußt.

Es notieren im Großhandel per Kilo, verzollt, einschließlich Faß ab unserer Fabrik hier:

amerik. Maschinenöl-Raff., Visk. 2—20 b. 50	M. 15,—	bis M. 27,—
amerik. Spindelöl-Raff., Visk. 2—7 b. 20	» 14,—	» » 15,—
» Heißdampf-Zylinderöl, Flp. 260—320	» 21,—	» » 25,—
Sattdampf-Zylinderöl, Flp. 220—240	» 15,—	» » —,—
Maschinenöl-Dest., Visk. 3—11 b. 50	» 14,—	» » 15,50
Spindelöl-Dest., Visk. 3—7 b. 20	» 13,—	» » 14,—
Bohröl, weißlöslich	» 16,50	
Vaselinöl, weißlich, Visk. ca. 8 b. 20	» 24,50	
Gasöl, rein mineralisch	» 7,90	
Maschinenfett	» 18,—	
Harzöl-Wagenfett	» 8,—	

Patentbericht.

Patente. Anmeldungen.

17a, 1. P. 39228. Dr.-Ing. Carl Pfleiderer, Braunschweig, Herzogin-Elisabethstr. 6. Verdichtungskälteanlage. 9. 2. 20.

17f, 11. J. 20779. August F. M. Ingwersen, Lübeck, Moislinger Allee 15a. Vorrichtung zum Austausch von Wärme zwischen einer Flüssigkeit und einem Gasstrom. 20. 9. 20.

17f, 11. J. 19704. Wilhelm Junge, Berlin-Steglitz, Albrechtstraße 39, u. Dr.-Ing. E. Tuckermann, Charlottenburg, Leibnizstr. 72. Wärmeaustauschvorrichtung. 5. 9. 17.

17g, 1. J. 20309. Ebenezer Arthur William Jefferies, Worcester, V. St. A.; Vertr.: Dipl.-Ing. G. Benjamin, Pat.-Anw. Berlin SW 11. Zylindermaschine zur Erzielung sehr tiefer Temperaturen. 28. 4. 20.

17g, 3. S. 52598. Sparklets Limited, Upper Edmonton. Engl.; Vertr.: Dipl.-Ing. C. Fehlert, G. Loubier, F. Harmsen, E. Meißner und Dr.-Ing. G. Breitung, Pat.-Anwälte, Berlin SW 61. Verschluß für Preßgasflaschen. 27. 3. 20. England 27. 11. 18.

Erteilungen.

17g, 1. 349600. Dr. Gerhard Hübers, Frankfurt a. M., Oberweg 58, Verfahren zur Verflüssigung von Wasserstoff. 23. 9. 15. H. 69004.

17a, 21. 350431. Walter Lange, Berlin-Wilmersdorf, Detmolder Str. 47. Verdampfer für Vakuumkältemaschinen. 25. 2. 21. L. 52465.

17a, 1. 349270. H. Benkert, Harburg, Akazienallee 10. Umlaufender Verdichter für Kleinkältemaschinen. 21. 10. 19. B. 91320.

Auszüge aus den Patentschriften.

17g. 307736. Metallene Vakuum-, Transport- und Aufbewahrungs- oder Tauchgefäße für verflüssigte Gase. Dr. Paul Winternitz und Alois Spadinger in Wien.

Durch die starke Inanspruchnahme des Materiales bei den tiefliegenden Temperaturen entstehen im Flüssigkeitsgefäß, insbesondere an den Lötstellen leicht Risse, welche zur Folge haben, daß dann der flüssige Sauerstoff zur Kohle gelangt, welche den Sauerstoff adsorbiert; nun ist bei der tiefen Temperatur der flüssigen Luft oder des flüssigen Sauerstoffes die Adsorptionskraft der Kohle so groß, daß damit eine beträchtliche Wärmeentwicklung verbunden ist, die oft zu gefährlichen Explosionen führt, da eine Entzündung bei den geringfügigsten Erschütterungen (Stöße beim Transport u. dgl.) der Gefäße möglich ist.

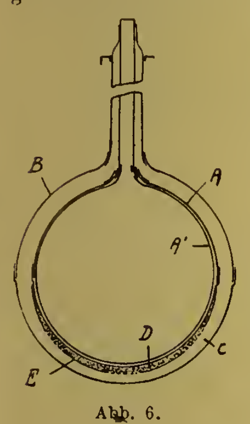


Abb. 6.

Gemäß vorliegender Erfindung wird diese Explosionsgefahr beseitigt, indem der Zutritt der flüssigen Luft bzw. des flüssigen Sauerstoffes zur Kohle überhaupt verhindert bzw. so verlangsamt wird oder erst in gasförmigem Zustand ermöglicht wird, so daß es zu einer Explosion nicht kommen kann. Dies geschieht dadurch, daß man das zur Aufnahme des flüssigen Gases dienende innere Gefäß mit einem mehrfachen Mantel versieht. Die einzelnen Schichten des Mantels bilden voneinander unabhängige, aber eng aufeinanderliegende Schalen, so daß, wenn die eine Sprünge bekommt, die andere dadurch nicht berührt wird, und wenn die Luft oder der Sauerstoff doch durchtritt, so wird dem Durchtritt ein großer Widerstand entgegengesetzt, wobei die Luft oder der Sauerstoff vergast, so daß die Explosionsgefahr verringert wird.

Patent-Ansprüche:

1. Metallene Vakuum-, Transport- und Aufbewahrungs- oder Tauchgefäße für verflüssigte Gase, insbesondere für flüssige Luft oder flüssigen Sauerstoff, bei denen Kohle zur Erhaltung des Vakuums angewendet ist, dadurch gekennzeichnet, daß das innere zur Aufnahme des verflüssigten Gases dienende Gefäß eine mehrfache Mantelwandung aus zwei oder mehreren eng aneinanderliegenden Metallschichten gleichen oder verschiedenen Materials aufweist.

4 weitere Ansprüche betreffen Ausführungsarten.

17g, 2. 339354. Verfahren zur Zerlegung von Luft oder anderen Gasgemischen. Rudolf Wewes in Berlin. Zusatz zum Patent 317889.

Patent-Anspruch:

Verfahren zur Zerlegung von Luft oder anderen Gasgemischen gemäß Patent 317889, dadurch gekennzeichnet, daß man den im obersten Teil der Trennungsvorrichtung sich ansammelnden flüssigen, leichter siedenden Bestandteil (bei Luft Stickstoff) und den am Boden unten sich ansammelnden flüssigen schwerer siedenden Bestandteil (Sauerstoff), welcher zweckmäßig gleichfalls in den oberen Teil der Trennungsvorrichtung geschafft wird, je für sich in besonderen Sammelgefäßen (*m*, *h* und *o*) so stark unterkühlt, daß das darin enthaltene Argon gefriert und infolge seines Gewichts in besondere Sammelräume hinabsinkt, aus denen es zeitweilig abgelassen wird.

17a, 12. 340352. Doppelrohr-Verflüssigungseinrichtung an Kältemaschinen. L. A. Riedinger, Maschinen- u. Bronzewaren, A.-G. in Augsburg.

Patent-Ansprüche:

1. Doppelrohr-Verflüssigungseinrichtung an Kältemaschinen, bei der das Kühlwasser im Gegenstrom zum Kältemittel zunächst die Unterkühlung des Kondensats in einem Unterkühler bewirkt und sodann den darüberliegenden Verflüssiger und Gaskühler durchströmt, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Verflüssiger und dem Unterkühler ein vom Kühlwasser nicht be-

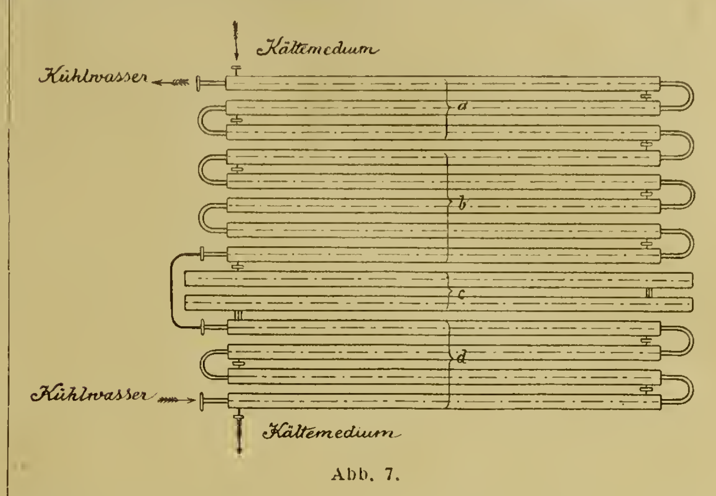


Abb. 7.

rührter Sammelbehälter für das verflüssigte Kältemittel eingeschaltet ist, um die Flüssigkeitsunterkühlung auch dann auf der normalen Höhe zu halten, wenn die Füllung der Maschine abnimmt.

2. Doppelrohr-Verflüssigungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Sammelbehälter gekühlt oder mit Isolierung versehen ist, um Wärmeeinstrahlungsverluste zu vermeiden.

17a. 341155. Verdampfer für Kühlmaschinen. Dipl.-Ing. Joseph Ruhland in Budapest.

Um einen günstigen Kälteaustausch mit kleinsten Steighöhen für die Gasbläschen unter Ausschaltung horizontaler Wege für sie zu haben, besteht der Verdampfer gemäß der Erfindung aus ineinanderliegenden geraden Röhren, von den die innere von der Salzlösung durchströmt wird, während das Kältemittel im Mantel verdampft. Der Mantel enthält soviel von dem letzteren, daß die innen liegenden Röhren vollständig vom flüssigen

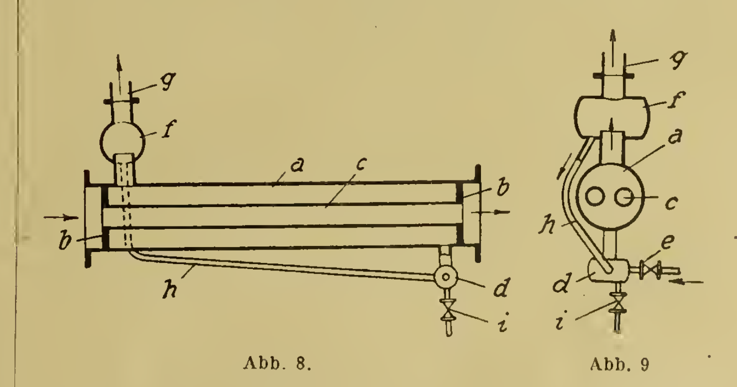


Abb. 8. Abb. 9

Kältemittel bedeckt ist. Die Achse des Doppelrohres ist völlig oder nahezu wagrecht, so daß die entstehenden Dampfbläschen bei ihrem Aufstieg nur eine Flüssigkeitssäule zu überwinden haben, die bedingt ist durch den Außendurchmesser des Kälteträgerrohres zuzüglich der über diesem stehenden Flüssigkeitshöhe (Überdeckungshöhe). Ist es notwendig, den Verdampfer aus mehreren Elementen aufzubauen, so geschieht der Zusammenbau in der Art, daß die Dämpfe des einen Elements niemals die anderen Elemente oder eines der anderen Elemente in der Längsrichtung zu durchwandern haben. Es ist dadurch erreicht, daß die Dampfbläschen, ohne großen Widerstand zu finden, rasch abwandern können und deshalb nicht isolierend an den Kälteträgerröhren haften bleiben. Weiterhin ist erreicht, daß ein Horizontalweg für die Kältemitteldämpfe vermieden ist, so daß auch keine aufwühlende Wirkung auf das Kältemittel

und damit eine Verschlechterung des Kälteaustausches verursacht wird.

Patent-Ansprüche:

1. Verdampfer für Kühlmaschinen, dadurch gekennzeichnet, daß die in bekannter Weise im kochenden Kühlmittel liegenden geraden Röhren für den zu kühlenden Kälteträger vollständig vom flüssigen Kühlmittel bedeckt sind, und daß der Verdampfer wagrecht oder nahezu wagrecht liegend angeordnet ist, daß längs der ganzen Kälteträgerröhren die an ihren Außenwandungen entstehenden Dampfbläschen bei ihrem Aufstieg nur eine Flüssigkeitssäule zu überwinden haben, die bedingt ist durch den Außendurchmesser der Kälteträgerröhren zuzüglich der in ihrem eigenen Mantelrohr vorhandenen geringen Überdeckungshöhe.

2. Verdampfer, gekennzeichnet durch einen derartigen Zusammenbau mehrerer Verdampferelemente nach Anspruch 1, daß jedes der einzelnen Elemente mit dem Dampfsammler in Verbindung steht, so daß die in einem der Elemente entstehenden Dämpfe zur Saugleitung strömen können, ohne eines der anderen Elemente in der Längsrichtung durchwandern zu müssen.

3. Verdampfer nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die geraden Mantelröhren der Verdampferelemente zur leichteren Abführung der Kühlmitteldämpfe geneigt zur Wagrechten angeordnet sind oder mit Längsschlitzen bzw. mit auf die Länge verteilten Anstichen versehen sind.

17c. 335429. Eishaus mit selbsttätiger Eisisolierung. Hans Deininger in Kirchheim u. T.

Patent-Ansprüche:

1. Eishaus mit selbsttätiger Eisisolierung durch eine Decke von übergeschüttetem Isoliermaterial, gekennzeichnet durch die nur im unteren Teil isolierten Wände.

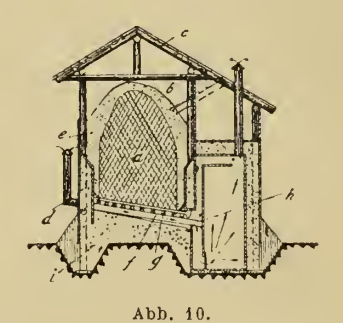


Abb. 10.

2. Eishaus mit selbsttätiger Eisisolierung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch einen unbelasteten Isolierboden.

3. Eishaus mit selbsttätiger Eisisolierung nach Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Bodenisolierung und die Wandisolierung eine zusammenhängende Schüttung bildet.

17a, 15. 343938. Als Absorber verwendbarer Kocher für Absorptionskältemaschinen. Walter Pfleiderer in London.

Die Erfindung bezieht sich auf die besondere Ausbildung des Kochers bei Absorptionskältemaschinen.

Gemäß der Erfindung besteht der auch zum Absorbieren des Gases verwendbare Kocher aus zwei übereinanderliegenden Kesseln mit dem Gasauslaß im unteren Kessel und sind die beiden Kessel durch ein oder mehrere Rohre derart verbunden, daß die Rohre sich von dem unteren Teil des oberen Kessels bis in die Nähe des Bodens des unteren Kessels erstrecken.

Hierdurch wird einerseits die Schnelligkeit der Gaserzeugung wesentlich erhöht, und zwar infolge der Tatsache, daß der Druck des in dem unteren Kessel erzeugten Gases praktisch die ganze Flüssigkeit aus diesem Kessel in den oberen preßt, wobei nur ein geringer Teil von Flüssigkeit unterhalb des untersten Punktes der Verbindungsrohre zwischen den beiden Kesseln in dem unteren Kessel verbleiben kann, und Flüssigkeitsverlust infolge Verdampfung ständig durch die von dem oberen nach dem unteren Kessel zurückfließende Flüssigkeit ausgeglichen wird. Anderseits wird aber auch die Absorbierung des Gases entschieden gründlicher und schneller durchgeführt, und zwar aus dem Grunde, weil das Gas bei der Rückkehr aus dem unteren Kessel in Bläschenform durch die Absorptionsflüssigkeit in dem unteren Kessel und ebenso durch diejenige des oberen Kessels hindurchstreicht.

Patent-Anspruch:

Als Absorber verwendbarer Kocher für Absorptionskältemaschinen, dadurch gekennzeichnet, daß er aus zwei übereinanderliegenden Kesseln besteht, die durch ein oder mehrere sich von dem unteren Teil des oberen Kessels bis in die Nähe des Bodens des unteren Kessels erstreckende Rohre miteinander verbunden sind, und daß er seinen Gasaustritt im unteren Kessel hat, so daß die Flüssigkeit zum größten Teil während des Kochens aus dem unteren Kessel durch die Rohre in den oberen Kessel gedrückt wird.

17a, 23. 345874. Flüssigkeitspumpe für Kältemaschinen mit Überhitzungsbetrieb. Dipl.-Ing. Erich Freundlich in Düsseldorf.

Durch vorliegende Erfindung wird die Aufgabe gelöst, die verlängerte Kolbenstange des Kompressors als Arbeitskolben der Flüssigkeitspumpe auszunutzen zu können, ohne daß die für einen wirtschaftlichen Gang des Gaskompressors benötigte Kolbengeschwindigkeit und Größenbemessung geändert zu werden braucht.

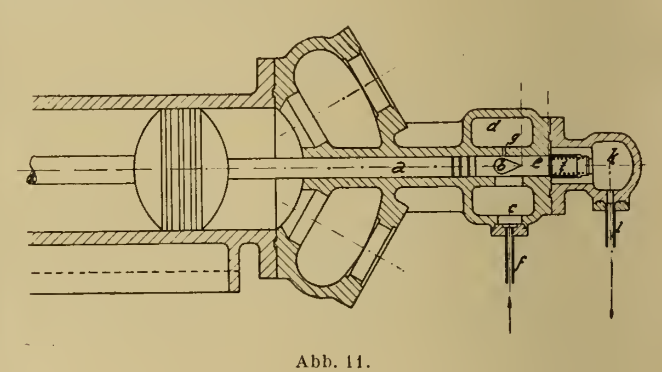


Abb. 11.

Die Erfindung kennzeichnet sich dadurch, daß die Saugöffnung bzw. Saugöffnungen der Flüssigkeitspumpe derart gegen das Hubende oder die Deckelseite verlegt werden, daß die Pumpe nur bei der am Hubende geringeren Kolbengeschwindigkeit fördert.

Gemäß einer besonderen Ausführungsform der Erfindung erhalten die Saugschlitze der Flüssigkeitspumpe eine Verjüngung gegen das in dem Deckel eingebaute Druckventil zu, derart, daß der Druck kurz vor Eröffnung des Druckventiles allmählich gesteigert und dadurch ein sanfteres Öffnen des Druckventiles erreicht wird.

Patent-Ansprüche:

1. Flüssigkeitspumpe für Kältemaschinen mit Überhitzungsbetrieb, als deren Förderkolben die verlängerte Kolbenstange des Kompressors verwendet ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Saugöffnung bzw. Saugöffnungen *b* der Flüssigkeitspumpe derart gegen das Hubende verlegt sind, daß die Pumpe nur bei der am Hubende geringeren Kolbengeschwindigkeit fördert.

2. Flüssigkeitspumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Saugschlitze gegen das in den Deckel eingebaute Druckventil *i* zu sich verjüngen, so daß der Förderdruck kurz vor Eröffnung des Druckventils allmählich gesteigert und dadurch ein sanftes Öffnen des Druckventils erreicht wird.

17f, 11. 343325. Vorrichtung zum Kühlen. Carl Theodor Setterberg in Stockholm.

Patent-Anspruch:

Vorrichtung zum Kühlen oder Erhitzen von Flüssigkeiten oder Gasen, bei der eine Anzahl von hohlen, mit Zwischenräumen übereinander angeordneten trichterförmigen Elementen mit je einer mittleren Öffnung versehen ist und die Elemente

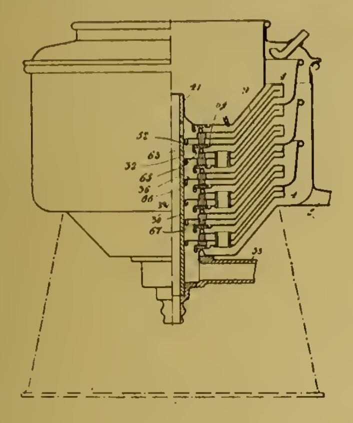


Abb. 12.

an den äußeren Enden geschlossen sind, an den inneren Rändern dagegen durch Kammern miteinander in Verbindung stehen, während die Zwischenräume zwischen den Elementen sowohl an den inneren wie an den äußeren Rändern miteinander verbunden und gegen die Kammern hin durch Dichtungsringe abgedichtet sind, dadurch gekennzeichnet, daß die Dichtungsringe (52) zwischen einer Umbiegung (63), sowie einer Durchdrückung (64) der unteren Wand jedes Elementes liegen und durch eine Umrollung (65) des inneren Randes der oberen Wand der Elemente in ihrer Lage abgestützt sind.

17a, 2. 344711 Kältemaschine. Schwarzwaldwerke Lanz, Kommanditgesellschaft in Mannheim.

Es hat sich gezeigt, daß bei Verwendung von hohlen Triebwellen, die zur Verbindung zweier Räume der Kälteanlage gleichzeitig als Leitorgan für das Kältemittel benutzt werden, Schwierigkeiten bezüglich der Abdichtung der Stopf-

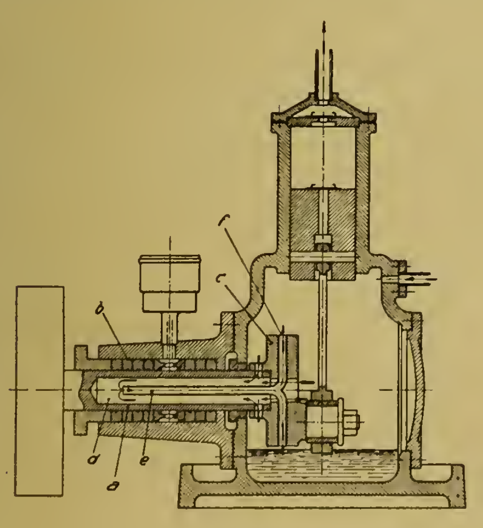


Abb. 13.

büchse nicht mehr auftreten. Das beruht darauf, daß sich die Welle beim Betrieb infolge der Abkühlung in der Stopfbüchse um ein geringes zusammenzieht und dadurch in der vorher festen Packung loser wird, so daß sie nunmehr leicht in der Packung läuft. Ferner bewirkt die Abkühlung ein Dickerwerden des Schmiermittels, das dadurch wieder zur besseren Abdichtung der Welle beiträgt. Kommt die Maschine außer Betrieb, so hört die Kältespülung innerhalb der Welle auf, die Welle wird wärmer und dehnt sich infolgedessen etwas aus und wird dadurch in der Packung wieder fester, so daß beim Stillstand der Maschine absolute Abdichtung zwischen Packung und Welle stattfindet.

Nach der Erfindung werden diese Erfahrungstatsachen für Triebwellen nutzbar gemacht, die nicht zur Leitung vom Kältemittel dienen. Die Erfindung besteht darin, daß für eine Welle, die mit Rücksicht auf die übrige Maschinenbauart als volle Welle ausgebildet ist, die beschriebene Wirkung erzielt wird, indem der Teil dieser Welle, der in der Stopfbüchse läuft, hohl ausgebildet und durch diese Höhlung während des Betriebes Kältemittel geleitet wird.

Patent-Ansprüche:

1. Kältemaschine, deren in einer Stopfbüchse arbeitende Triebwelle nicht zur Verbindung zweier Räume der Kälteanlage benutzt wird, dadurch gekennzeichnet, daß diese Welle an der Stopfbüchsenstelle hohl ausgebildet ist und von dieser Höhlung aus während des Betriebes durch Kältemittel gekühlt wird.

2. Kältemittel nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in der Bohrung *d* der Triebwelle *a* eine Einrichtung vorgesehen ist, welche einen dauernden Durchfluß von Kältemitteln durch die Bohrung *d* während des Ganges der Maschine bewirkt.

3. Kältemaschine nach Anspruch 1 bis 2, dadurch gekennzeichnet, daß in die Bohrung *d* ein Röhrchen *e* eingesetzt ist, welches in einer radialen Bohrung *f* der Kurbelscheibe *c* mündet, so daß infolge der bei der Rotation der Kurbelscheibe *c* in der Bohrung *f* auftretenden Zentrifugalkraft in dem Röhrchen *e* ein Sog erzeugt wird, welcher einen Durchfluß von Kältemitteln aus dem Kurbelgehäuse durch die Bohrung *d*, das Röhrchen *e* und die Bohrung *f* herbeiführt.

17g, 3. 344039. Verfahren zum Abfüllen von verflüssigten Gasen. Dr. G. Hübers in Frankfurt a. M.

Die Erfindung betrifft ein Verfahren, um das aus einer Verflüssigungsanlage kommende, vorher verflüssigte Gas, z. B. Sauerstoff, ohne Kompressoren od. dgl. in die Stahlbehälter einzufüllen.

Um bei diesem Verfahren die ganze in dem verflüssigten Gas aufgespeicherte Kälte der Verflüssigungsanlage wieder zuzuführen, wird der flüssige Sauerstoff nicht unmittelbar in die Behälter eingefüllt, sondern in einem zwischen dem Verflüssiger und dem Gegenstromapparat der Sauerstofferzeugungsanlage eingebauten Druckerzeuger verdampft. Der Druckerzeuger wird periodisch durch die aus dem Verflüssigungs- bzw. Zerlegungsapparat entweichenden kalten Dämpfe vorgekühlt, dann wird die Flüssigkeit eingefüllt und darauf mittels durchgeleiteter, im Gegenstromapparat vorgekühlter Frischluft zum Verdampfen gebracht. Hierauf folgt wieder die Abkühlung.

Patent-Ansprüche:

1. Verfahren zum Abfüllen von verflüssigten Gasen aus dem Verflüssiger unter Vergasung, Druckerzeugung und Ausnutzung der bei der Vergasung entstehenden Kälte für den Betrieb des Verflüssigers, dadurch gekennzeichnet, daß das verflüssigte Gas in einem zwischen dem Verflüssiger und dem Gegenstromapparat eingeschalteten, mit den hinter dem Gegenstromapparat angeordneten Füllgefäßen kommunizierenden, absperrbaren Druckerzeuger verdampft wird, der durch die aus dem Verflüssiger abziehenden kalten Dämpfe gekühlt und durch das aus dem Gegenstromapparat zum Verflüssiger strömende Preßgas beheizt werden kann.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der nach Füllung der Behälter in dem Druckerzeuger verbleibende Gasrest durch Kühlung mittels der Abdämpfe aus dem Verflüssigungsapparat von neuem verflüssigt wird.

Es werden zwei Ausführungsformen angegeben, von denen die erste für unterbrochenen, die zweite für ununterbrochenen Betrieb geeignet ist.

Deutscher Kälte-Verein.

Vorsitzender: Geh. Rat Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz, Technische Hochschule Danzig.
Schriftführer: A. Kaufmann, Oberingenieur. Adr.: Berlin NW 23, Brückenallee 11.
Schatzmeister: E. Brandt, Direktor. Adr.: Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Arbeitsabteilung I: Für wissenschaftliche Arbeiten. Obmann: Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig.
Arbeitsabteilung II: Für Bau und Lieferung von Maschinen, Apparaten. Obmann: Ober-Ing. Heinr. Meckel, Berlin-Pankow.
Arbeitsabteilung III: Für Anwendung von künstlicher Kälte und Natureis. Obmann: Direktor A. Lucas, Leipzig A.

*Unsere diesjährige **Hauptversammlung** wird am Montag, 17. Juli, bis Donnerstag, 20. Juli, in München stattfinden, und zwar voraussichtlich mit nachstehender Zeiteinteilung:*

Montag, 17. Juli: *Nachmittags Sitzungen der 3 Arbeitsabteilungen.*

Dienstag, 18. Juli: *Vor- und nachmittags Hauptversammlung mit einem oder zwei Vorträgen; Geschäftliches.*

Mittwoch und Donnerstag: *Besichtigungen, Besuch in Augsburg, Ausflug. Nähere Angaben, auch über den Begrüßungsabend, das Festessen usw., werden rechtzeitig folgen.*

Etwaige Anträge von Mitgliedern sind bis Mitte Mai bei dem Vorsitzenden einzureichen und müssen von mindestens 5 Mitgliedern unterstützt sein.

Berlin, im Februar 1922. *Der Schriftführer:* ***Kaufmann.***

*Den Vereinsmitgliedern werden demnächst die nunmehr gültigen **neuen Satzungen** sowie je **1 Mitgliederliste** nach dem Stand vom Mai 1921 als Drucksache zugestellt werden.*

Kältetechnische Gesellschaft Hamburg.

(Bezirksverein des Deutschen Kälte-Vereins.)

Bericht über die Hauptversammlung am 24. Januar 1922.

Am 24. Januar fand im Restaurant Patzenhofer die Hauptversammlung der K. G., H. statt.

Herr Prof. Frasch eröffnet um 8³⁰ Uhr die Sitzung und erstattet kurzen Jahresbericht. Danach haben im vergangenen Jahr folgende Veranstaltungen stattgefunden:

Am 11. Dezember 1920 letzte Hauptversammlung;
am 28. Januar Vorstandssitzung,
am 12. März Besichtigung des Kühlhauses Zentrum,
am 10. Mai Besichtigung des Kühlhauses III und der Sauerstoffwerke Altona,
vom 9. bis 11. Juni Hauptversammlung des Deutschen Kältevereins,
am 22. November Mitgliederversammlung in den Technischen Staatslehranstalten mit Vortrag von Oberstabsing. Haarmann.

Eingehender Bericht über die jeweiligen Veranstaltungen erfolgte in der »Kälte-Industrie«. Der Mitgliederstand hat sich wie folgt geändert: Anzahl der Mitglieder am 11. Dezember 1920: 51. Ausgetreten 3 Mitglieder, eingetreten 20 Mitglieder, mithin heutiger Mitgliederbestand 68.

Der Schatzmeister Herr R. Bieber verliest den nachfolgenden Kassenbericht:

Einnahmen.	
Vermögen am 23. 7. 1920	M. 2 322,34
Mitgliederbeiträge (nach Abzug der an den D. K. V. abzuführenden Beträge)	» 1498,—
Sparkassen-Zinsen	» 184,88
	M. 4005,22
Ausgaben.	
Unkosten, Lokalmiete, Porto	M. 423,78
Briefbogen und Kuverts	» 310,75
Vermögen 31. 12. 1921	» 3270,69
	M. 4005,22
1. 1. 1922 Vermögen	M. 3270,69

Herr Dir. Heyroth und Herr Landgräber haben die Kasse geprüft und für richtig befunden. Es erfolgt daraufhin Entlastung des Kassierers.

Bei der Wahl des Vorstandes erklärt sich die Versammlung einstimmig bereit, die Zusammensetzung wie bisher zu belassen. Danach setzt sich der Vorstand wie folgt zusammen:

1. Vorsitz.: Prof. G. Frasch, 2. Vorsitz.: Dir. G. Heyroth,
1. Schriftführer: Dipl.-Ing. W. Pohlmann,
2. » Ing. A. Hilden,
Schatzmeister: Rud. Bieber,
1. Beis.: Ing. A. Landgräber, 2. Beis.: Dipl.-Ing. H. Fabig

Anschließend folgt eine Aussprache über die Regelung der Mitgliedsbeiträge. Die Versammlung ist einstimmig damit einverstanden, daß die Mitgliedsbeiträge für Einzelpersonen nicht erhöht werden, und daß von der K. G. H. von den Firmen, welche zur Förderung ihrer Bestrebungen beigetreten sind, ein Betrag von M. 200 erhoben wird. Auch der Zustellungspreis von M. 12 jährlich für die »Kälte-Industrie« soll dank Entgegenkommen der Hanseatischen Verlagsanstalt in Hamburg nicht erhöht werden.

Unter Punkt Verschiedenes stellt Herr Bieber den Antrag, § 5 der Satzungen zu streichen. Dieser lautet:

»§ 5. Stiftende Mitglieder.

Durch Schenkung eines Kapitals von mindestens 300 M. an die Gesellschaft können Anstalten, Firmen und Personen unter Befreiung von weiteren Beiträgen stiftende Mitglieder mit je einer Stimme werden; dieselben genießen alle Rechte der ordentlichen Mitglieder. Die Namen sind dauernd im Mitgliederverzeichnis zu führen.«

Herr Bieber begründet den Antrag damit, daß eine einmalige Zahlung von M. 300 dem heutigen Geldwert durchaus nicht mehr entspricht. Der Vorschlag, die einmalige Zahlung auf einen höheren Satz zu erhöhen, wird abgelehnt, weil der Wert der Mark zurzeit noch nicht stabil ist und infolgedessen leicht eine baldige weitere Änderung, welche nur von der jährlich einmal tagenden Hauptversammlung beschlossen werden kann, nötig werden würde.

Der Antrag auf Streichung des § 5 der Satzung wird einstimmig angenommen.

Als weiterer Punkt kommt die Entsendung von Delegierten zur diesjährigen Hauptversammlung des D. K. V. in München im Juni d. J. zur Sprache. Dir. Heyroth stellt den Antrag, drei Herren als Delegierte nach München zu entsenden und diesen einen Reisezuschuß aus der Kasse der Gesellschaft zu gewähren. Der Antrag wird einstimmig angenommen und folgende Herren als Delegierte gewählt: Prof. G. Frasch, Rud. Bieber, W. Pohlmann. Als Ersatz, falls einer der Herren verhindert ist, werden die Herren Hamester und Ulrich gewählt. Die Versammlung bewilligt als Reisezuschuß M. 1000 pro Kopf. Es erfolgt noch eine Aussprache über die Möglichkeit, bei größerer Beteiligung von Hamburger Mitgliedern an der Hauptversammlung in München an die Eisenbahnverwaltung zwecks Ermäßigung der Fahrpreise oder Benutzung eines Ferienzuges heranzutreten. Schluß der Sitzung um 10 Uhr.

Als neues Mitglied wurde aufgenommen: Hr. E. Rosinski, Hamburg, Gr. Allee 9. W. Pohlmann, Schriftführer.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

3. Heft | März 1922 | 29. Jahrgang

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Die spezifische Wärme der Lösungen von Kalziumchlorid und Magnesiumchlorid für mittlere und tiefe Temperaturen.

Von Dipl.-Ing. Werner Koch.

(Mitteilung aus dem Laboratorium für technische Physik der Technischen Hochschule München.)

Die spezifische Wärme von Kochsalzlösungen ist von H. Gröber[1]) für alle Konzentrationen und bei Temperaturen von —21° C bis +60° C bestimmt worden. Auf Anregung des Deutschen Kältevereins wurde die gleiche, nachstehend mitgeteilte Untersuchung für die in der Technik ebenfalls als Kälteträger benutzten Lösungen von Kalzium- und Magnesiumchlorid ausgeführt.

Während die obere Grenze des ausgewählten Temperaturbereichs willkürlich gewählt werden kann und nur durch die Verdampfungstemperatur der Lösungen eingeschränkt ist, wird die untere Grenze für jede gegebene Lösung dadurch bestimmt, daß bei der Abkühlung bis zu einer gewissen Temperatur für hohe Konzentrationen eine Übersättigung und daher eine Ausscheidung festen Salzes oder bei geringeren Konzentrationen eine Abscheidung von Eis, also ein Gefrieren eintritt. Die Konzentration, der man die tiefste Temperatur erteilen kann, ohne daß weder Salz noch Eis sich allein abscheidet, ist diejenige, welche bei ihrem Gefrierpunkt gesättigt ist; bei diesem wird dann gleichzeitig festes Salz und Eis abgeschieden, und zwar in dem Mengenverhältnis, in dem sie in der Lösung vorhanden sind. Jene Konzentration bezeichnet man bekanntlich als die »kryohydratische«, ihren Schmelzpunkt als die »kryohydratische Temperatur«. Sie liegt bei Chlorkalzium und Chlormagnesium wesentlich tiefer als bei Chlornatrium und es konnten daher bei diesen Körpern die Messungen bis zu tieferen Temperaturen als bei Kochsalz ausgedehnt werden.

Hierdurch war es bedingt, daß an dem von Gröber benutzten Versuchsapparat, mit dem die ersten Beobachtungen angestellt wurden, eine wesentliche Änderung vorgenommen worden ist, die ihn für die Bestimmung der spezifischen Wärme bei tiefen Temperaturen besonders geeignet machte.

Im ganzen wurden etwa 200 Versuchsreihen durchgeführt, deren Ergebnis in Diagrammen und Zahlentafeln dargestellt ist.

I. Versuchsmethode.

Die Bestimmung der spezifischen Wärme wurde nach der Pfaundlerschen Methode, d. h. mit einem in die Lösung eingetauchten elektrischen Heizkörper durchgeführt.

Wenn i die Stromstärke, e die Spannung an den Enden des Heizkörpers ist, so ist die Leistung des Stromes mit $i \cdot e$ Watt und bei einer Heizdauer von z sec seine Arbeit mit $e \cdot i \cdot z$ Wattsekunden oder Joule gegeben. Nun beträgt die Wärmemenge, die einem Joule äquivalent ist, 0,239 cal, also die gesamte zugeführte Wärme

$$Q = 0{,}239 \cdot e \cdot i \cdot z \text{ (gcal)} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Diese Energie bewirkt eine Temperaturerhöhung sowohl der Lösung als auch des Kalorimetergefäßes, des Heizkörpers und der Thermometer. Bezeichnet $(t_2 - t_1)$ die gemessene Temperatursteigerung, c die unbekannte spezifische Wärme und G das Gewicht der Lösung, außerdem W den Wasserwert von Kalorimetergefäß, Heizkörper und den Thermometern, so ist auch

$$Q = (c \cdot G + W)\ (t_2 - t_1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Durch Gleichsetzen von (1) und (2) ergibt sich

$$c = \left(0{,}239 \cdot \frac{i \cdot e \cdot z}{t_2 - t_1} - W\right) \frac{1}{G} \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

II. Versuchseinrichtung.

A. Gröbersches Kalorimeter.

Die Versuche wurden zum Teil mit dem von Gröber konstruierten Apparat mit einigen Abänderungen durchgeführt (Abb. 14). Das Kalorimetergefäß A aus reinem Silber war durch drei Ösen am Deckel des Umhüllungsgefäßes B aufgehängt. Zur Verminderung der Wärmestrahlung war das Kalorimetergefäß außen poliert. Heizkörper und Thermometer wurden durch Stutzen am wasserdicht aufgeschraubten Deckel des Umhüllungsgefäßes eingeführt. Letzteres wurde in ein Glasgefäß C gestellt, das bei Temperaturen über 0° mit Wasser, bei Versuchen mit tiefen Temperaturen mit konzentrierter Salzlösung mit tiefem Gefrierpunkt angefüllt war, um Temperaturschwankungen der äußeren Umgebung nach Möglichkeit auszugleichen. Ein doppelwandiger, viereckiger Kasten D, der zwischen der inneren Zinkblech- und der äußeren Holzwand mit Korkmehl als Wärmeschutz gefüllt war, umgab den ganzen Apparat.

Um den Wärmeaustausch zwischen der im Kalorimetergefäß A befindlichen Lösung und der Umgebung möglichst zu verhindern, wurde dem Raume zwischen C und D stets eine Temperatur erteilt, die von derjenigen der Lösung nicht sehr verschieden war. Er wurde daher bei Versuchen unter 0° mit Kältemischung gefüllt. Bei Versuchen zwischen 0° und Zimmertemperatur befand sich in ihm Wasser, in welches während des Versuches so viel Eisstückchen geworfen wurden, daß seine Temperatur konstant blieb. Endlich bei Ver-

[1]) H. Gröber, Diss. München 1908 und Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie 1909, S. 41.

suchen über Zimmertemperatur wurde statt des Gefäßes *C* ein Heizkörper eingebracht, der aus zwei Glasgefäßen zusammengesetzt war. Das innere Gefäß, von annähernd gleicher Größe wie *C*, wurde spiralig mit Nickelinplätt bewickelt und in ein solches von ungefähr 6 cm größerem Durchmesser eingesetzt. Mit Schellack befestigte Gummistreifen verhinderten ein Verrutschen der Heizwickelung. Der Zwischenraum wurde mit feinem, trockenen Flußsand ausgefüllt, um dem Raum zwischen den zwei Glasgefäßen eine größere Wärmekapazität zu geben.

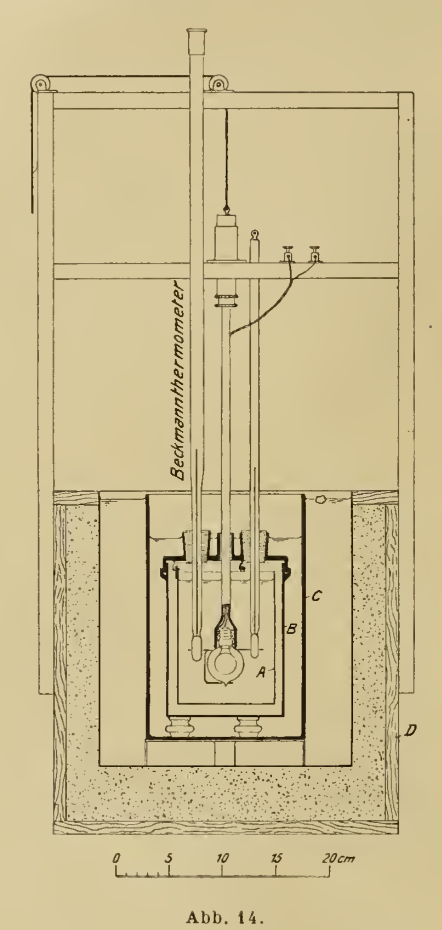


Abb. 14.

Als Heizkörper für das Kalorimeter diente eine elektrische Glühlampe von annähernd 350 Ω Widerstand, die an die Akkumulatorenbatterie des Laboratoriums (120 V) gelegt wurde. Mit ihrer Fassung war sie in ein unten erweitertes Glasrohr, das gleichzeitig die Stromzuführungsdrähte aufnahm, eingekittet. Eine Stopfbüchse hielt das obere Ende der Glasröhre in einer Führung fest. Ein Elektromotor mit Vorgelege erteilte dieser Führung eine auf- und abgehende Bewegung (50 bis 60 Doppelhübe pro min), so daß der Heizkörper gleichzeitig als Rührer diente; die Wirkung wurde durch ein versilbertes Messingblech, das Aussparungen für die Thermometer besaß, verstärkt.

Zur Messung der Temperatursteigerung diente ein Beckmann-Thermometer, das mit einem solchen von der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt geeichten verglichen war. Die Temperaturmessung in ^{0}C erfolgte mit einem gewöhnlichen Einschlußthermometer.

Spannung und Stromstärke des Heizstromes wurden mit einem Präzisions-Voltmeter und -Amperemeter mit Nebenschluß bestimmt. Beide Instrumente waren mit dem Normalinstrument des Laboratoriums verglichen worden. Zur Zeitmessung diente die im Versuchsraum befindliche elektrische Uhr, die minutlich von der Präzisions-Uhrzentrale deutlich hörbar ausgelöst wird.

Die Bestimmung des Salzgehaltes erfolgte durch Messung des spezifischen Gewichtes der Lösung mittels Pyknometer und auf Grund der in der Literatur veröffentlichten Beziehung zwischen spezifischem Gewicht und Konzentration.[1])

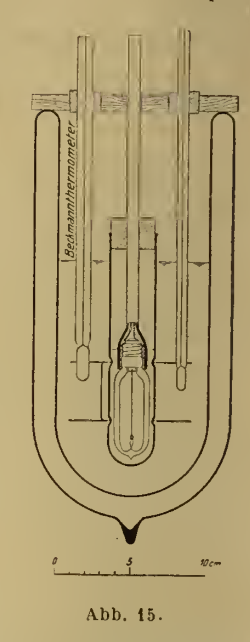


Abb. 15.

B. Versuchsanordnung mit Dewarschem Gefäß.

Ein Nachteil der Gröberschen Anordnung besteht darin, daß bei tiefen Temperaturen die zu untersuchende Lösung sehr langer Zeit bedarf, um bis auf die Untersuchungstemperatur abgekühlt zu werden. Die Kühlung geschieht nämlich im Apparate selbst in der Weise, daß die Lösung in das Kalorimeter *A* eingegossen, darauf der Zwischenraum zwischen *C* und *D* mit Eis oder einer Kältemischung gefüllt und nun die Abkühlung der Lösung abgewartet wird. Hierzu waren etwa 12 Stunden erforderlich.

Die für Lösungen von Kalzium- und Magnesiumchlorid erforderlichen tiefen Temperaturen hätten sich daher mit dieser Versuchseinrichtung nur schwer erreichen lassen. Um die Zeit des Abkühlens abzukürzen, wurde als Kalorimeter ein Dewarsches Gefäß benutzt.

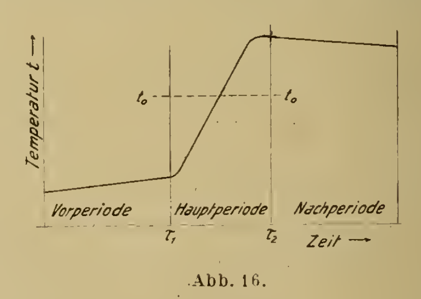


Abb. 16.

Dies bot einen doppelten Vorteil: Erstens brauchte nicht mehr zur Verminderung des Wärmeaustausches der Lösung mit der Umgebung wie bisher der Zwischenraum zwischen *C* und *D* mit einem Körper gefüllt zu werden, der die gleiche Temperatur hatte wie die Versuchslösung; denn der Wärmeaustausch durch die Wände des Dewar-Gefäßes ist nahezu verschwindend klein. Zweitens konnte infolge dieses guten Wärmeschutzes die Abkühlung der Lösung statt wie bisher

[1]) Landolt-Börnstein, Physikalisch-chemische Tabellen 4. Aufl., S. 270, 256 und 257.

von der Seite sehr einfach und rasch von oben dadurch erfolgen, daß feste Kohlensäure auf die Lösung geschüttet wurde, welche die zu ihrer Verdampfung nötige Wärme der Lösung entzog und sie abkühlte.[1])

Die Versuchsanordnung war somit in folgender Weise zusammengestellt (Abb. 15).

An Stelle des Glasgefäßes *C* bei Gröber wurde ein Dewar-Gefäß eingesetzt, das nach oben durch einen geteilten Holzdeckel mit Öffnungen für den Heizkörperstiel und die Thermometer abgeschlossen war. Der Raum zwischen dem Gefäß und dem äußeren Kasten *D* wurde mit Korkmehl ausgefüllt.

Da die bisher benutzte Verkittung der Glühbirne mit dem Glasstabe bei tiefen Temperaturen leicht undicht wurde, was den Versuch störte und auch eine neue Bestimmung des Wasserwertes nötig machte, so wurde die Anordnung so verändert, daß die Glühbirne mit der Lösung überhaupt nicht in Berührung kam.

Als Heizkörper fand eine längliche Glühbirne Verwendung, die in einen Glaskolben eingebracht und mit ihrem Stiel durch einen Korken geführt war. Der Glaskolben besaß seitliche Einkerbungen, die der Birne als Führung dienten und gleichzeitig einem außen angebrachten Rührer aus versilbertem Messingblech Halt boten. Um die Wärmeabgabe der Glühbirne zu erleichtern, wurde der Raum zwischen Glühlampe und Glaskolben mit Toluol gefüllt, das einen tiefen Gefrierpunkt hat und elektrisch isoliert.

Im übrigen war die Versuchsanordnung die gleiche wie beim oben beschriebenen Gröberschen Apparat.

[1]) Dieses sehr bequeme Verfahren der Abkühlung ist selbstverständlich nur bei solchen Lösungen anwendbar, welche, wie die nachstehend untersuchten, mit der Kohlensäure keine chemische Reaktion eingehen.

III. Ausführung der Versuche.

A. Mit dem Gröberschen Apparat.

Das Kalorimeter wurde bei Versuchen mit tiefen Temperaturen am Vorabend mit einer abgewogenen Menge der Lösung (von etwa 0,8 l Rauminhalt) gefüllt. Der Raum zwischen dem Glasgefäß *C* und dem Kasten *D* wurde mit Eis oder Kältemischung, bestehend aus gestoßenem Eis und Kochsalz, angefüllt. Am anderen Morgen war die Lösung abgekühlt. Bei den meist unmittelbar anschließenden Versuchen zwischen 0° und Zimmertemperatur wurde das äußere Bad durch Zugießen von Leitungswasser auf die gewünschte Temperatur gebracht und dann durch das Einwerfen von kleinen Eisstücken auf konstanter Temperatur gehalten. Hohe Temperaturen bis zu etwa 50° wurden nach Einsetzen der äußeren Heizvorrichtung durch Regulierung des Heizstroms erreicht.

Um den Wärmeverlust des Kalorimeters während des Versuches, verursacht durch Strahlung, Konvektion und Leitung, berechnen zu können, wurde der Versuch eingeteilt in Vor-, Haupt- und Nachperiode. Während der Vorperiode, die 10 min dauerte, wurde vor Einschaltung der Heizung das Beckmann-Thermometer zu Anfang jeder Minute abgelesen, um den »Gang der Temperatur« im Kalorimeter festzustellen. Mit Beginn der 11. Minute wurde die Heizung eingeschaltet — Beginn der Hauptperiode — und nun außer der Temperatur auch Stromstärke und Spannung gemessen. Sobald die erwünschte Temperatursteigerung annähernd erreicht war, wurde die Heizung ausgeschaltet. Nachdem der Heizkörper seine überschüssige Wärme abgegeben hatte, wurde die minutliche Temperaturänderung, wie in der Vorperiode, wieder konstant — Ende der Hauptperiode — und über 10 min als Nachperiode aufgenommen.

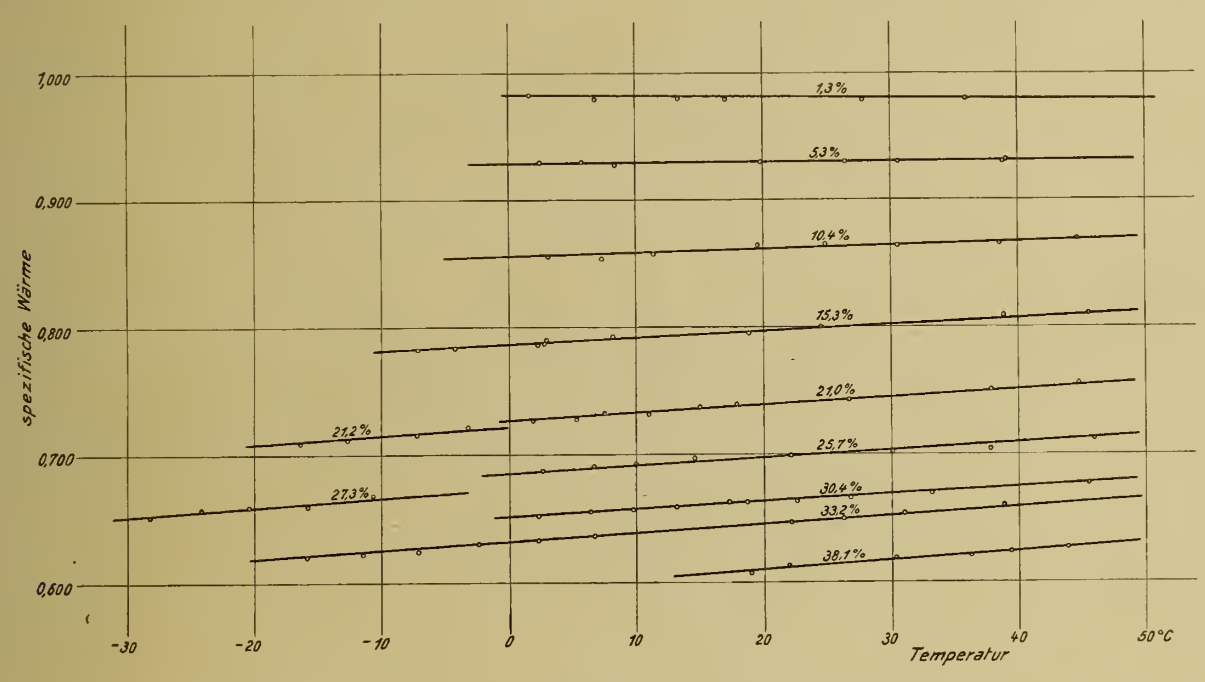


Abb. 17. Spezifische Wärme von Kalziumchloridlösungen (Versuchsergebnisse).

Eine gleichzeitige Ablesung von Beckmann- und Einschlußthermometer vor Beginn jedes Versuches diente zur Berechnung der mittleren Temperatur der Hauptperiode, also der mittleren Versuchstemperatur.

Petroleum aufgegossen. Kontrollwägungen ergaben, daß sich die Gewichtsabnahme innerhalb sehr enger Grenzen hielt. Die Versuche selbst wurden wie oben beschrieben durchgeführt.

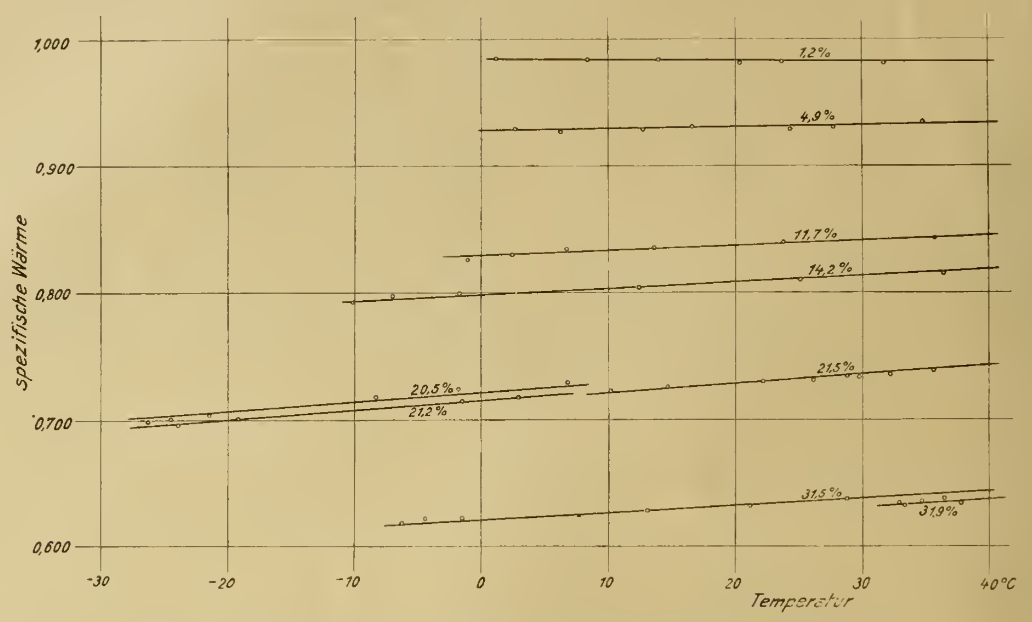


Abb. 18. Spezifische Wärme von Magnesiumchloridlösungen (Versuchsergebnisse).

B. Mit dem Dewarschen Gefäß.

Nach Einfüllung einer abgewogenen Menge Lösung von etwa 0,8 l Volumen wurde unter ständigem Rühren feste Kohlensäure auf die Oberfläche der Lösung aufgeschüttet und so lange ergänzt, bis die erforderliche tiefe Temperatur in der Lösung erreicht war. Um etwaige Unterschiede der Temperatur innerhalb der Lösung sich ausgleichen zu lassen, wurde der Versuch erst nach etwa einer Stunde begonnen. Die weiteren

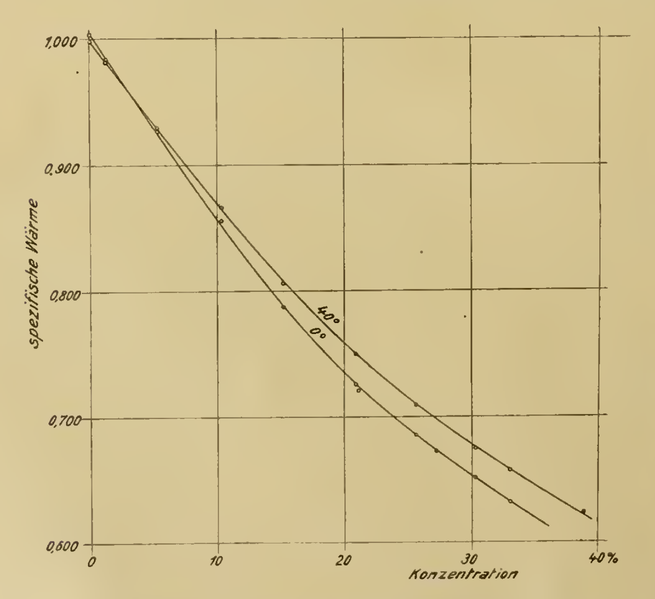


Abb. 19. Spezifische Wärme von Kalziumchloridlösungen abhängig von der Konzentration bei 0° und 40°.

Versuche wurden je mit einer entsprechenden Pause angeschlossen, so daß sämtliche Versuche für eine Lösung in einer Reihe durchgeführt werden konnten.

Bei höheren Temperaturen wurden, um die Verdunstung der Lösung zu vermindern, einige Tropfen

IV. Auswertung der Versuchsergebnisse.

Neben der durch die elektrische Heizung hervorgerufenen Temperatursteigerung ist auch die durch die Rührerbewegung erzeugte Reibungswärme und der Wärmeverkehr zwischen Kalorimeter bzw. Dewarschem Gefäß und seiner Umgebung zu berücksichtigen.

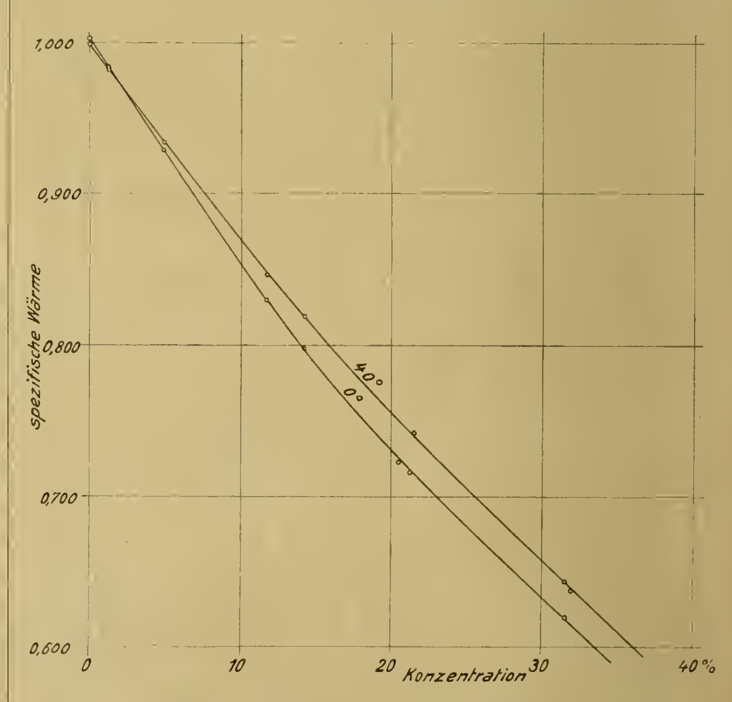


Abb. 20. Spezifische Wärme von Magnesiumchloridlösungen abhängig von der Konzentration bei 0° und 40°.

Die Reibungswärme war naturgemäß besonders groß bei großer Zähigkeit der Lösung, also bei starker Konzentration und tiefen Temperaturen. Die Änderung der Zähigkeit innerhalb der Temperaturgrenzen eines Versuches ist eine sehr geringe; die Tourenzahl

des Motors wurde nach Möglichkeit konstant gehalten, so daß die durch das Rühren hervorgerufene Wärmezufuhr während des Versuches als gleichbleibend angesehen werden kann. Ihr Einfluß wird mit der nachfolgenden Berechnung des Wärmeaustausches ausgeschaltet.

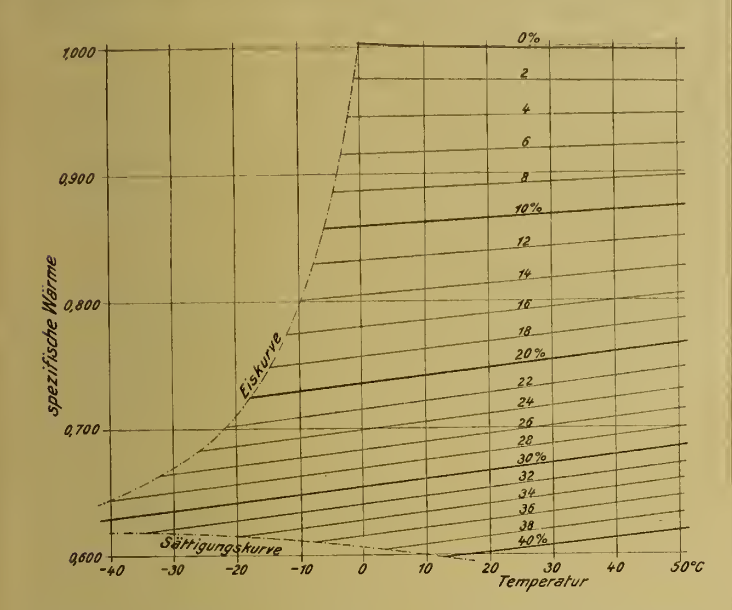


Abb. 21. Spezifische Wärme von Kalziumchloridlösungen abhängig von der Temperatur bei verschiedenen Konzentrationen.

Durch die Temperaturmessung der Vor- und Nachperiode ist der minutliche Wärmeverkehr in der Nähe der tiefsten und höchsten Versuchstemperatur bekannt. Bei den geringen in Frage kommenden Temperaturunterschieden kann angenommen werden, daß der Austausch proportional ist der Differenz zwischen der Kalorimetertemperatur und der »Gleichgewichtstemperatur« t_0, bei der keine zeitliche Temperaturänderung erfolgen würde. Unter dieser Voraussetzung läßt sich der Temperaturverlust während der Hauptperiode berechnen.[1])

In Abb. 16 ist die Kalorimetertemperatur t als Funktion der Zeit τ aufgetragen. Ist a der Abkühlungsfaktor, d. h. die Temperaturänderung des Kalorimeters in der Zeiteinheit (1 min) bei 1⁰ Temperaturdifferenz zwischen der Kalorimetertemperatur t und t_0, dann besteht nach dem Newtonschen Abkühlungsgesetz folgende Beziehung:

$$\frac{dt}{d\tau} = -a\,(t - t_0).$$

Die während der Hauptperiode — zwischen den Zeitpunkten τ_1 und τ_2 — durch Wärmeaustausch verursachte Temperaturänderung des Kalorimeters beträgt also

$$\triangle t = -a \cdot \int_{\tau_1}^{\tau_2} (t - t_0) \cdot d\tau \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Die Berechnung des Temperaturverlustes soll nun für einen Versuch mit 25,7proz. Kalziumchloridlösung durchgeführt werden. Die Ablesungen waren folgende:

1,5⁰ Beckmann = 0,4⁰C.

[1]) Ostwald-Luther, Physiko-chemische Messungen, 1910, 3. Aufl., S. 304.

Periode	Zeit (min)	Temperatur (⁰B)	Spannung (Volt)	Stromstärke (Teilstriche)
Vorperiode	0	1,499		
	1	1,498		
	2	1,497		
	3	1,496		
	4	1,495		
	5	1,494		
	6	1,492		
	7	1,491		
	8	1,490		
	9	1,489		
	10	1,488	93,3	119,2
Hauptperiode (Heizung 11–16)	11	1,95	93,3	119,2
	12	2,68	93,2	119,1
	13	3,46	93,2	119,1
	14	4,17	93,2	119,1
	15	4,92	93,2	119,1
	16	5,64		
	17	5,868	93,23	119,13
	18	5,852	i. Mittel	i. Mittel
Nachperiode	19	5,826		
	20	5,800		
	21	5,775		
	22	5,748		
	23	5,722		
	24	5,697		
	25	5,670		
	26	5,645		
	27	5,619		
	28	5,594		

Der mittlere Temperaturaustausch während der Vorperiode beträgt $\frac{1{,}488^0 - 1{,}499^0}{10} = \frac{0{,}0011^0}{10}$ pro min bei einer mittleren Temperatur von $\frac{1{,}488^0 + 1{,}499^0}{2} = 1{,}494^0$, während der Nachperiode $\frac{5{,}594^0 - 5{,}852^0}{10} = -0{,}0258^0$ pro min bei einer mittleren Temperatur von $\frac{5{,}594^0 + 5{,}852^0}{2} = 5{,}723^0$. Eine Temperaturänderung von $5{,}723^0 - 1{,}494^0 = 4{,}229^0$ ergibt also eine Änderung des Temperaturaustausches von $-0{,}0011^0 - (-0{,}0258)^0 = 0{,}0247^0$.

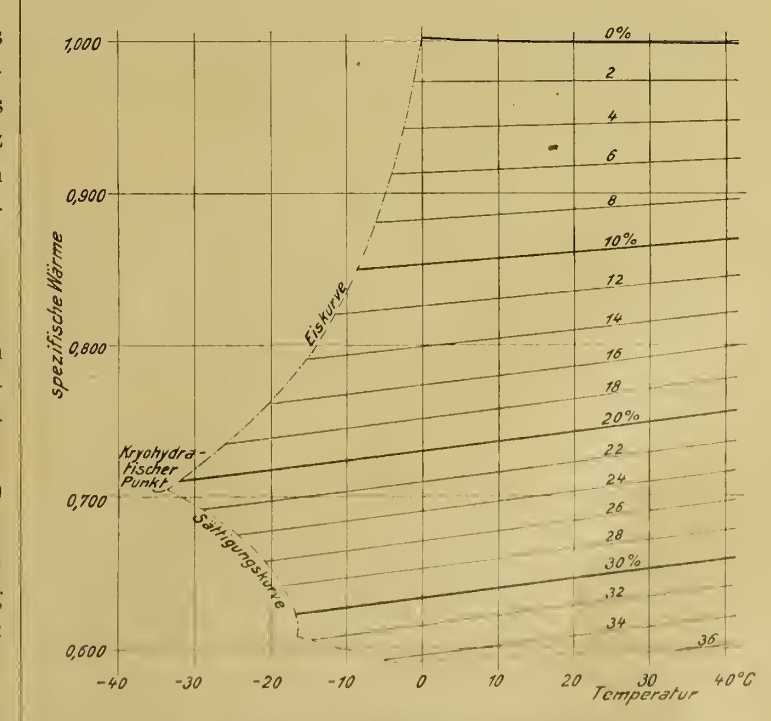


Abb. 22. Spezifische Wärme von Magnesiumchloridlösungen abhängig von der Temperatur bei verschiedenen Konzentrationen.

Die Änderung pro Grad, der gesuchte Abkühlungsfaktor α, berechnet sich zu

$$\frac{0{,}0247}{4{,}229} = 0{,}00584$$

und die Gleichgewichtstemperatur t_0 zu

$$1{,}494 - \frac{0{,}0011}{0{,}00584} = 5{,}723 - \frac{0{,}0258}{0{,}00584} = 1{,}306^0.$$

Der Temperaturverlust wird nun nach Gl. (4) mit genügender Genauigkeit gefunden, indem die Differenz aus Gleichgewichtstemperatur und mittlerer Temperatur jeder Minute der Hauptperiode gebildet und mit dem Abkühlungsfaktor multipliziert wird:

Zeit	Mittl. Temp.	Wärmeaustausch
11. min	1,719	— 0,413 · 0,00584
12. »	2,315	— 1,009 · 0,00584
13. »	3,070	— 1,764 · 0,00584
14. »	3,815	— 2,509 · 0,00584
15. »	4,545	— 3,239 · 0,00584
16. »	5,280	— 3,974 · 0,00584
17. »	5,754	— 4,448 · 0,00584
18. »	5,860	— 4,554 · 0,00584

$$\Delta t = -21{,}910 \cdot 0{,}00584 = -0{,}128^0$$

Ohne Wärmeaustausch hätte also die Endtemperatur $5{,}852^0 + 0{,}128^0 = 5{,}980^0$ betragen. Die Differenz aus dieser Temperatur und der Anfangstemperatur der Hauptperiode ergibt unter Berücksichtigung des Korrektionsfaktors für den Gradwert und für die Eichung des Beckmann-Thermometers die in Rechnung zu setzende Temperatursteigerung.

Aus den Ablesungen für Spannung und Stromstärke wurden die Mittelwerte gebildet und der Stromverbrauch des Voltmeters in Abzug gebracht.

Zur Bestimmung des Wasserwertes wurden in gleicher Weise Versuche ausgeführt, nur daß die Lösung durch destilliertes Wasser, dessen spezifische Wärme c_{Wasser} genau bekannt ist[1]), ersetzt wurde. Mit Hilfe von Gl. (3) läßt sich dann der Wasserwert berechnen zu

$$W = 0{,}239 \cdot \frac{i \cdot e \cdot z}{t_2 - t_1} - G \cdot c_{\text{Wasser}}$$

Die so gefundenen Werte wurden als Funktion der Temperatur graphisch aufgetragen und bei Versuchen mit Lösungen die der mittleren Versuchstemperatur entsprechenden Werte entnommen.

Damit sind alle zur Berechnung der spezifischen Wärme der Lösungen erforderlichen Werte in Gl. (3) gegeben.

In Abb. 17 und 18 sind die Versuchsergebnisse für die untersuchten Konzentrationen von Kalziumchlorid- und Magnesiumchloridlösungen abhängig von der Temperatur aufgetragen. Man erkennt, daß die spezifische Wärme einer Lösung linear mit der Temperatur zunimmt. Um etwaige Fehler der Bestimmung der Konzentration gegeneinander abzugleichen, sind die Werte für 0⁰ und 40⁰ aus Abb. 17 und 18 entnommen, in Abb. 19 und 20 eingetragen und je durch eine ausgleichende Kurve verbunden. Wegen der erwähnten linearen Abhängigkeit der spezifischen Wärme von der Temperatur ist es möglich, bereits aus den Punkten dieser zwei Kurven, die derselben Konzentration zugehören, diejenige Gerade festzulegen, die dem Verlauf der spezifischen Wärme dieser Lösung im untersuchten Temperaturgebiet entspricht. Diese ausgeglichenen Werte sind von 2 zu 2 vH in Abb. 21 und 22 eingezeichnet, welche gleichzeitig als Unterlage für die aufgestellten Zahlentafeln dienten.

[1]) Jäger und v. Steinwehr, Ann. d. Physik, Bd. 64, 1921, S. 305.

Spezifische Wärme von Kalziumchloridlösungen.

vH	—40⁰	—30⁰	—20⁰	—10⁰	0⁰	10⁰	20⁰	30⁰	40⁰	50⁰
0					1,005	1,001	0,999	0,998	0,998	0,999
2					0,976	0,975	0,974	0,973	0,972	0,971
4					0,945	0,946	0,946	0,947	0,947	0,948
6					0,914	0,916	0,917	0,919	0,920	0,922
8					0,885	0,888	0,890	0,893	0,895	0,898
10					0,858	0,860	0,863	0,866	0,871	0,872
12					0,830	0,834	0,838	0,842	0,846	0,850
14					0,803	0,808	0,813	0,818	0,823	0,828
16				0,774	0,779	0,784	0,789	0,795	0,800	0,805
18				0,751	0,756	0,762	0,768	0,773	0,779	0,784
20				0,729	0,735	0,741	0,746	0,752	0,758	0,764
22			0,704	0,710	0,716	0,722	0,728	0,734	0,740	0,746
24			0,687	0,693	0,699	0,705	0,711	0,717	0,723	0,729
26		0,665	0,671	0,677	0,683	0,689	0,695	0,701	0,708	0,714
28	0,644	0,650	0,656	0,662	0,668	0,674	0,680	0,686	0,692	0,698
30	0,630	0,636	0,642	0,648	0,654	0,660	0,666	0,672	0,678	0,684
32		0,621	0,627	0,633	0,639	0,645	0,651	0,658	0,665	0,671
34				0,620	0,626	0,633	0,639	0,646	0,652	0,659
36					0,613	0,620	0,627	0,633	0,640	0,647
38						0,606	0,614	0,621	0,628	0,635
40							0,602	0,609	0,617	0,624

Spezifische Wärme von Magnesiumchloridlösungen.

vH	—30⁰	—20⁰	—10⁰	0⁰	10⁰	20⁰	30⁰	40⁰
0				1,005	1,001	0,999	0,998	0,998
2				0,973	0,973	0,974	0,974	0,974
4				0,943	0,944	0,945	0,947	0,948
6				0,913	0,915	0,918	0,920	0,923
8				0,883	0,886	0,889	0,893	0,896
10				0,853	0,857	0,861	0,865	0,870
12			0,821	0,825	0,830	0,835	0,840	0,845
14			0,794	0,799	0,804	0,810	0,815	0,821
16		0,762	0,768	0,774	0,780	0,786	0,792	0,799
18		0,739	0,745	0,751	0,758	0,765	0,771	0,777
20	0,712	0,719	0,724	0,730	0,737	0,743	0,749	0,756
22		0,698	0,708	0,710	0,716	0,723	0,729	0,736
24		0,678	0,684	0,690	0,697	0,703	0,710	0,716
26		0,659	0,665	0,671	0,677	0,684	0,690	0,697
28			0,647	0,653	0,659	0,665	0,671	0,678
30			0,627	0,633	0,640	0,646	0,652	0,659
32			0,609	0,615	0,621	0,627	0,634	0,640
34				0,596	0,602	0,609	0,615	0,621
32								0,602

Das untersuchte Gebiet wird begrenzt durch die Eiskurve und Sättigungskurve[1]), die sich im kryohydratischen Punkt (bei —60° für $CaCl_2$) treffen.

Abb. 21 und 22 zeigen, daß sich die spezifische Wärme mit zunehmender Konzentration verringert. Die Abnahme verkleinert sich mit zunehmender Konzentration. Die Werte für eine Lösung bestimmter Konzentration liegen, wie schon erwähnt, auf einer Geraden. Die Zunahme mit wachsender Temperatur ist bei stärkerer Konzentration größer als bei schwächerer.

Zusammenfassung.

Für Kalziumchlorid- und Magnesiumchloridlösungen aller Konzentrationen wurde die spezifische Wärme bestimmt im Temperaturbereich von —40° bis + 50° (für $CaCl_2$) bzw. bis + 40° (für $MgCl_2$). Die Ergebnisse sind in Diagrammen und Zahlentafeln dargestellt.

Rohrleitungen im Kältemaschinenbau.

Von Ingenieur H. Heinzmann, Berlin.

(Fortsetzung und Schluß.)

V. Berechnung von Kälteleitungen.

Bei den Kälteleitungen spielen die Wärmeverluste in den meisten Fällen keine so große Rolle wie die Druckverluste, da die Temperaturdifferenz zwischen Luft und der Saugleitung im Vergleich zu den Dampfleitungen klein ist und die Isolierung der Saugleitung auf die Leistung der Anlage nicht von so großem Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit ist wie bei Dampfleitungen; dagegen müssen die Druckverluste eingehend untersucht werden, da jeder Über- oder Unterdruck einen größeren Arbeitsverbrauch des Kompressors bzw. eine Minderleistung im Verdampfer verursacht, was sorgfältigst vermieden werden muß.

Für die Berechnung der Druckverluste wollen wir die bereits angegebene Formel für Luft und Gase benutzen.

$$\varDelta p = \frac{\beta}{R \cdot T} \cdot \frac{w^2}{D} \cdot l \cdot p.$$

Bei einer Ammoniakmaschine, die mit — 10° Verdampfungstemperatur also 2,923 at abs. (2,355 kg/m³) und + 25° Kondensationstemperatur also 10,308 at abs. (7,910 kg/m³) arbeitet, beträgt das angesaugte Volumen des Kompressors bei einer NH_3-Temperatur vor dem Regulierventil von + 15° 578 m³/h, die stündlich umlaufende Ammoniakmenge beträgt:

$$578 \cdot 2{,}355 = \text{rd. } 1360 \text{ kg.}$$

Als mittlere Gasgeschwindigkeiten in der Saugleitung wählen wir 17 m; es ergibt sich ein Saugleitungsdurchmesser von 95 cm² = rd. 110 l. W.

Für den Spannungsverlust muß zunächst wieder die Widerstandslänge der ganzen Rohrleitung ermittelt werden.

[1]) Landolt-Börnstein, Physikalisch-chemische Tabellen. 4. Aufl., S. 460 und S. 479.

Angenommen

gerade Saugleitung = ...	30 m
2 Ventile = ...	64 »
6 Bogen = ...	14 »
2 T-Stücke	20 »
i. Sa.:	128 m

Der Druckverlust in der Saugleitung ermittelt sich nun zu:

$$\varDelta p = \frac{\beta \cdot w^2}{R \cdot T \cdot D} \cdot l \cdot p$$

$$= \frac{0{,}99 \cdot 289}{49{,}79 \cdot 263 \cdot 110} \cdot 128 \cdot 2{,}923 = \sim 0{,}075 \text{ at},$$

was bei der langen Saugleitung als nicht zu hoch betrachtet werden kann, doch als Grenzwert anzusehen ist, da der Druckverlust in der Saugleitung, einschließlich der Absperrventile usw., ungefähr einer um ∾ 0,65° tieferen Verdampfungstemperatur entspricht.

Bei adiabatischer Kompression auf 10,3 at besitzt das Ammoniak nach der Entropietafel von Ostertag ein spez. Volumen von 0,16 m³/kg und eine Temperatur von 87°, so daß durch die Druckleitung 1360 · 0,16 = 218 m³/h oder 0,0606 m³/sec umlaufen. Bei dem stoßweisen Ausschieben des Ammoniaks durch den Kolben darf hier aber nicht die mittlere Dampfgeschwindigkeit eingesetzt werden, sondern es muß mit der der maximalen Kolbengeschwindigkeit entsprechenden gerechnet werden. Bei einer mittleren Geschwindigkeit von 7,7 m/s, also einer höchsten von 1,6 · 12,5 = 12,3 m/s (bei einer Pleuelstange von der fünffachen Länge der Kurbel), ergibt sich ein Rohrquerschnitt von 78,5 cm² entsprechend einem lichten Durchmesser von 100 mm. Die Druckleitung habe eine Länge von 34 m und steige zum Kondensator um 15 m an. Die Widerstandslänge beträgt nun

Gerade Leitung	34 m
2 Ventile	50 »
8 Bogen	16 »
1 T-Stück	10 »
zusammen:	110 m

Einem $G = 1{,}6 \cdot 1360$ entspricht ein $\beta = 0{,}923$, einem $G = 1360$ ein $\beta = 0{,}99$.

Demnach ist

$$\varDelta p = \frac{0{,}923 \cdot 12{,}3^2 \cdot 110 \cdot 10{,}31}{49{,}79 \cdot 360 \cdot 100} + \frac{10{,}31 \cdot 15}{49{,}79 \cdot 360}$$
$$\cong 0{,}097 \text{ at}$$

bei Rechnung mit v_{max} und

$$\varDelta p = \frac{0{,}99 \cdot 7{,}7^2 \cdot 110 \cdot 10{,}31}{49{,}79 \cdot 360 \cdot 100} + \frac{10{,}3 \cdot 15}{49{,}79 \cdot 360} \sim 0{,}04 \text{ at}$$

bei Rechnung mit v_{mittel}. Bildet man den Ölabscheider hinter dem Kompressor als Windkessel aus, so erreicht man eine gleichmäßigere Strömung des Ammoniaks, und der Druckverlust nähert sich dem kleineren Wert.

Wir sehen also, daß der Berechnung der Saugleitung größte Aufmerksamkeit zuzuwenden ist; der Querschnitt der Druckleitung kann bei normalen

Verhältnissen ohne Bedenken um ca. 20 vH kleiner gewählt werden; bei Anlagen mit tiefen Verdampfungstemperaturen sogar um 30 vH bis 50 vH; in diesen Fällen empfiehlt es sich, die Leitung zwischen Kompressor und Ölabscheider zwecks besserer Pufferwirkung kurz auszuführen.

Bei Berechnung der Flüssigkeitsleitung geht man wieder von der stündlich umlaufenden Ammoniakmenge aus, die wir zu 1360 kg ermittelten. Das spezifische Volumen des flüssigen Ammoniaks bei $+15^0$ beträgt rd. 1,61 l/kg. Es laufen also um

$$1360 \cdot 1{,}61 = 2190 \text{ l/h oder } 0{,}69 \text{ l/s}.$$

Die Geschwindigkeit in der Flüssigkeitsleitung soll mit Rücksicht auf mitgerissene Luft und Gasblasen, die bei schwacher NH_3-Füllung infolge ungleichmäßiger Berieselung des einen oder anderen Systems bzw. durch Wärmeeinstrahlung in die Flüssigkeitsleitung immer auftreten, gering genommen werden.

Wählen wir eine Geschwindigkeit von 0,7 m/s, so ergibt sich ein Rohrquerschnitt von 8,7 cm² entsprechend 33,4 mm l. W. Gewählt wird ein Rohr von 35 mm l. W.

Die zulässige Geschwindigkeit in der Flüssigkeitsleitung beträgt 0,5 m bis 0,8 m/s, bei ganz großen Anlagen bis höchstens 1 m/s.

Von größter Wichtigkeit ist bei jeder Anlage die Sammlung des NH_3 am Kondensatorausgang. Man soll nicht nur auf eine gute Ammoniakverteilung in dem Kondensator achten, sondern auch auf sachgemäße Ausbildung der NH_3-Sammelstücke und den richtigen Anschluß und die Vereinigung der Flüssigkeitsleitungen bzw. deren Anschluß an einen Flüssigkeitsnachkühler. Die Leitung zwischen Kondensator und Flüssigkeitsnachkühler soll immer größer ausgeführt werden als die Flüssigkeitsleitung selbst, da bei Füllungsschwankungen noch Gas mit in den Nachkühler übertritt und bei zu knapper Bemessung der Leitung eine starke Drosselung eintritt.

VI. Berechnung von Rohrleitungen für Wasser und Sole.

Von H. Heinzmann und M. Krause.

Strömt durch eine Rohrleitung eine diese ganz anfüllende Flüssigkeit in Pfeilrichtung der Abb. 23,

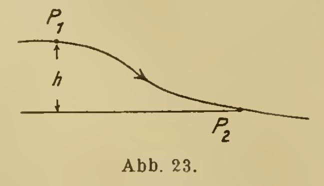


Abb. 23.

und bezeichnet

h den Höhenunterschied zwischen den Punkten P_1 und P_2 in m,

v_1, v_2 die bezüglichen Geschwindigkeiten,

f_1, f_2 die Querschnitte der Rohrleitung,

p_1 p_2 die in der Flüssigkeit herrschenden (manometrischen) Drücke, in m Flüssigkeitssäule gemessen,

h_w die beim Durchströmen des Rohrstückes P_1 und P_2 entstehende Widerstandshöhe in m Flüssigkeitssäule, so gilt die Gleichung

$$h + \frac{v_1^2}{2g} + p_1 = \frac{v_2^2}{2g} + p_2 + h_w \text{ (Bernoulli).}$$

Von diesen Größen ist im allgemeinen h gegeben; zwischen den Geschwindigkeiten besteht, da es sich um eine nicht zusammendrückbare Flüssigkeit handelt, die Beziehung

$$v_1 \cdot f_1 = v_2 \cdot f_2 \text{ (Kontinuitätsbedingung).}$$

Von den Drücken ist meist einer am Ende der ganzen Leitung bekannt; die Widerstandshöhe ist von den Rohrabmessungen und der Geschwindigkeit abhängig. Seine Bestimmung ist meist der umständlichste Teil der Rechnung und kann auch nur mit mäßiger, aber für die Praxis ausreichender Genauigkeit erfolgen.

Genau wie bei strömenden Gasen muß man die Widerstände der geraden Strecken und der Bögen und Formstücke usw. getrennt berechnen.

Für die geraden Strecken ist

$$h_w' = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

wobei l die Länge des Rohres in m, d sein Durchmesser in m und λ die Reibungszahl ist. Nach Lang setzt man für Wasser- und ziemlich glatte Rohre

$$\lambda = 0{,}02 + \frac{0{,}0018}{\sqrt{v \cdot d}},$$

so daß also λ selbst wieder von der Geschwindigkeit abhängig ist. Da d meist nur ein Bruchteil eines Meters ist und v selten 2 bis 3 m/s übersteigt, so kann man bei vorläufigen Rechnungen, wenn v oder d noch nicht bekannt sind, λ mit guter Annäherung gleich 0,03 setzen. Für Sole kommt überdies ein von der Zähigkeit, also Temperatur und Konzentration abhängiger Faktor hinzu, der aber nicht bekannt ist.

Die Widerstandshöhe eines Formstückes wird

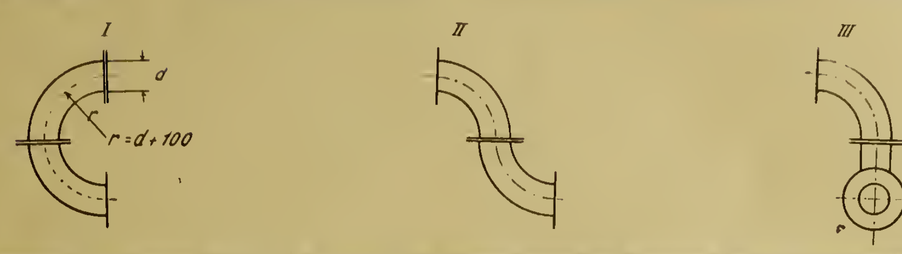
$$h_w'' = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$$

gesetzt, wobei ζ eine für jedes Formstück feststehende Zahl ist, zu deren Bestimmung schon sehr viele Untersuchungen angestellt worden sind, deren Ergebnisse nicht immer befriedigend übereinstimmen.

Aus der übergroßen Fülle aller Möglichkeiten seien nur diejenigen bei Soleleitungen am häufigsten vorkommenden zusammengestellt. Im übrigen sei auf die »Hütte« verwiesen.

Bei Fußventilen (in Saugleitungen von Pumpen) ist der Widerstand, insbesondere bei großen Abmessungen, bisweilen außerordentlich hoch, und es sind Fälle bekannt, zum Beispiel bei großen Pumpwerks-Anlagen, wo allein die Fußventile mit ihren Rückschlagklappen mehrere Meter Wassersäule Widerstand hatten, wodurch neben hohem Kraftverbrauch auch noch die Saugwirkung der Pumpen gewaltig heruntergedrückt wurde. — Die Fußventile werden normal mit einem Saugkorb ausgeführt. Ist der Querschnitt der Saugkorb-

Zahlentafel I. Widerstandskoeffizienten ζ für Krümmer, Fußventile, Formstücke.



d in mm	20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500
	[2]	[2]																			
ζ I	0,5	0,3	0,140	0,135	0,138	0,138	0,143	0,144	0,145	0,152	0,158	0,165	0,171	0,177	0,182	0,188	0,191	0,199	0,206	0,215	0,215
ζ II	1,0	0,6	0,280	0,270	0,276	0,276	0,286	0,288	0,290	0,304	0,316	0,330	0,342	0,354	0,364	0,374	0,382	0,398	0,412	0,430	0,430
ζ III	0,75	0,45	0,210	0,203	0,207	0,207	0,215	0,215	0,218	0,228	0,237	0,248	0,257	0,266	0.273	0,280	0,287	0,299	0,309	0,323	0,323
Fußventil Tellerventil Höchstwerte	—	—	12,0	10,0	9,0	8,0	8,0	7,5	7,0	6,5	6,0	5,6	5,2	4,8	4,4	4,0	3,7	3,4	3,1	2,8	2,5
Rückschlagventil	—	—	22,0	18,0	15,0	12,0	10,0	9,5	8,0	7,0	6,5	6,0	5,5	5,0	4,5	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0	1,8

[1]) Beim Doppelkrümmer oder 180°-Bogen ist der Widerstandskoeffizient doppelt so groß wie beim 90°-Krümmer also auch gleich Fall II.

		ζ [2])			ζ [2])
T-Stück mit Wassertrennung	Durchgang	1,0	Kreuzstück	Wassertrennung	4,0
	Abzweig	1,5		Wasserzusammenlauf	6,0
	zusammen	2,5	Hosenstück	Wassertrennung	0,5
T-Stück mit Wasserzusammenlauf	Durchgang	3,0		Wasserzusammenlauf	3,5
	Abzweig	1,5	Verteiler- und Sammelstutzen pro 1 Stutzen		1,0
	zusammen	4,5			

Diese Widerstandskoeffizienten ζ sind bei Formstücken schon für ungünstige Verhältnisse, d. h. Geschwindigkeitsumsetzungen bezw. Querschnittsverminderung um ca. 50 % bemessen; bei gleichbleibender Geschwindigkeit und gleichen Durchmessern sind sie also 50 % zu groß.

Diese Koeffizienten gelten für alle Rohrdurchmesser.

[2]) Nach Angaben der Heizungstechnik.

öffnungen gleich dem zweifachen Rohrquerschnitt, so kann diese Stelle für die Berechnung des Widerstandes vernachlässigt werden. Der Widerstand bei Fußventilen selbst setzt sich zusammen aus:

1. dem Öffnungswiderstand und
2. dem Durchgangswiderstand.

Die Summe derselben ergibt zum Beispiel bei einem 50 er Fußventil ein $\zeta = 10$. Es sind aber Fälle bekannt, insbesondere bei federbelasteten Ventilen, bei denen die Federn zu stark waren, wo der Widerstand der Fußventile das Vielfache von dem vorgenannten Werte war, und es sollte ein jeder vor Kauf einer solchen Rückschlagklappe bzw. Fußventiles sich über die Konstruktion derselben vergewissern, insbesondere da, wo es sich um größere Abmessungen handelt.

Beim Anschluß einer Rohrleitung an einen offenen Behälter (z. B. beim Rohranschluß an den Verdampfer) ist mit einem $\zeta = 0,5$ bei scharfem Rande zu rechnen, dagegen nur mit $\zeta = 0,01$, wenn die Einlaufkante gut abgerundet ist. Beim Auslauf aus einer Rohrleitung in einen Behälter ist $\zeta = 0,085$ zu setzen.

Der Widerstand eines Schiebers ist natürlich davon abhängig, wieweit er geöffnet ist. Schon ein völlig geöffneter Schieber gewöhnlicher Bauart wird nicht ganz ohne Widerstand sein. Immerhin ist er kleiner als bei Kegelventilen, deren

$$\zeta \text{ (nach Weißbach)} = \left(1,54\,\frac{F}{F_1} - 1\right)^2$$

ist, wenn F der Querschnitt des Rohres und F_1 derjenige des Ventilsitzes ist. Auch bei schroffen und allmählichen Querschnittsänderungen treten Widerstände auf (vgl. Hütte).

Die gesamte Widerstandshöhe einer Leitung ist demnach

$$h_w = \frac{v^2}{2g}\left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \Sigma\zeta\right).$$

Einige Beispiele werden die Verwendung der Formeln am deutlichsten machen.

Beispiel 1. Eine Pumpe entnimmt einem Verdampfer Sole, drückt sie durch 15 gerade Stränge Bördelrohr 50 mm Durchm., die bei einer Einzellänge von 10 m durch 14 Doppelkrümmer verbunden sind. Sie liegen an der Decke, 3 m über der Oberfläche der Sole im Verdampfer. Die Soleleitung vom und zum Rohrsystem sei 20 m lang, 50 mm Durchm., mit acht einfachen Krümmern. Die Rückleitung ist in den Solespiegel eingetaucht. Die Förderhöhe der Pumpe ist zu bestimmen, wenn die Solegeschwindigkeit 0,5 m/s ist.

Wir haben hier keine geschlossene Rohrleitung, da der Solebehälter einen freien Spiegel hat. Die Förderhöhe der Pumpe wird bestimmt durch den Druckunterschied vor und hinter der Pumpe. Für den Teil vor der Pumpe gilt folgendes. Punkt P_1 der Abb. 23 liegt im Solespiegel, P_2 vor dem Schaufelrad. Die Saugleitung der Pumpe sei sehr kurz angenommen. Die Höhe des Solebehälters über der Pumpe sei h. Der Druck über dem Solespiegel, als Überdruck gerechnet, ist 0, derjenige vor der Pumpe p'. Die Geschwindigkeit der Sole im Behälter kann gleich Null gesetzt werden; dann ist

$$h = \frac{v^2}{2g} + p' + h_{ws}; \text{ also } p' = h - \frac{v^2}{2g} - h_{ws},$$

wobei h_{ws} gleich der Widerstandshöhe der Saugleitung ist. Für die Druckleitung liegt P_1 der Abb. 23 unmittelbar hinter der Pumpe und P_2 am Ende der Druckleitung im Solespiegel. Dann ist, wenn der Druck hinter der Pumpe (Überdruck) p'' ist

$$-h + \frac{v^2}{2g} + p'' = \frac{v^2}{2g} + h_{wd},$$

wobei h_{wd} die Widerstandshöhe der Druckleitung ist. Demnach ist

$$p'' = h_w d + h,$$

und die Förderhöhe der Pumpe

$$H = p'' - p' = h_w d + h - \left(h - \frac{v^2}{2g} - h_{ws}\right) =$$

$$= \frac{v^2}{2g} + h_w d + h_{ws} = \frac{v^2}{2g} + h_w$$

$$= \frac{v^2}{2g}\left(1 + \lambda\frac{l}{d} + \Sigma\zeta\right).$$

Für die Berechnung der Widerstandshöhe ist es also hier ganz gleichgültig, ob die Widerstände in der Saug- oder in der Druckleitung liegen. Der Ausdruck für

$$p' = h - \frac{v^2}{2g} - h_{ws}$$

gibt aber doch zu denken. Ist die Saugleitung lang, mit vielen Widerständen, dann kann p' negativ werden. Das ist angängig, solange p' nicht unter den Dampfdruck der Flüssigkeit (nahezu 10 m Wassersäule bzw. 8,3 m Solesäule bei einem spez. Gewicht von 1,2) sinkt. Ergibt sich rechnerisch ein kleinerer, also negativ größerer Wert von p', dann reißt die Flüssigkeit im Saugrohr ab, die Pumpe arbeitet nicht. Bei Kältemaschinenanlagen werden so große Widerstände in der Saugleitung kaum vorkommen; wenn aber warmes Wasser angesaugt werden soll, dann sinkt, namentlich wenn etwa auch h negativ, also eine geodätische Saughöhe vorhanden ist, leicht p' unter den Dampfdruck des Wassers.

Doch zurück zu unserem Beispiel.

Es wird

$$\lambda = 0{,}02 + \frac{0{,}0018}{\sqrt{0{,}5 \cdot 0{,}05}} = 0{,}031,$$

also

$$\lambda\frac{l}{d} = 0{,}031 \cdot \frac{170}{0{,}05} = 106.$$

Die $\Sigma\zeta$ ergibt sich wie folgt:

14 Doppelkrümmer = 14 · 0,27 =	3,78
8 einfache Krümmer 8 · 0,135 =	1,08
1 Einlauf	0,50
1 Auslauf	0,01
	5,37 ∾ 5,4.

Demnach wird die Förderhöhe

$$H = \frac{0{,}5^2}{2 \cdot 9{,}8}(1 + 106 + 5{,}4) = 0{,}15 \text{ m}$$

Flüssigkeitssäule oder 1,2 · 0,15 = 0,18 m WS. Wegen der Zähigkeit der Flüssigkeit wird man einen Zuschlag von etwa 20 vH machen müssen.

Diese Förderhöhe kann man bei Verwendung einer Kolbenpumpe seiner Berechnung des Arbeitsverbrauches der Pumpe zugrunde legen. Würde man aber eine Zentrifugalpumpe aufstellen, die keine größere Förderhöhe hat, so würde man bei der Inbetriebsetzung die unangenehme Erfahrung machen, daß sie nicht fördert, weil zunächst die Sole so hoch gehoben werden muß, daß sie über den höchsten Punkt der Leitung, also 3 m über Solespiegel, ansteigt. Erst wenn dieser Punkt überstiegen ist und die Saugwirkung der Sole im Fallrohr fördern hilft, dann sinkt die Förderhöhe. Aber auch jetzt ist die Rechnung noch nicht in Ordnung. Denn bei Zentrifugalpumpen steigt mit sinkendem Gegendruck die Fördermenge, damit die Geschwindigkeit und damit die Widerstandshöhe. Wenn man die Charakteristik der Pumpe kennt, kann man durch Probieren den endgültigen Zustand finden. Wenn man aber, um die umlaufende Menge auf das gewünschte Maß zurückzuführen, einen Schieber etwas schließt, dann fügt man einen neuen Widerstand ein, dessen Größe ebenfalls aus der Charakteristik zu entnehmen ist. Wenn die zu fördernden Mengen groß und die Unterschiede zwischen Anlaufsförderhöhe und Betriebsförderhöhe erheblich sind, dann lohnt es sich, die Zentrifugalpumpe mit veränderlicher Drehzahl — also etwa durch einen Nebenschlußelektromotor mit Feldregulierung — einzurichten.

Beispiel 2. In einem Kühlhause befinden sich 20 m über dem Spiegel des Verdampfers mehrere Luftkühler, von denen der größte die Widerstandszahl $\Sigma\zeta = 100$ besitzt, wobei der Widerstand der geraden Strecken mit eingerechnet ist. Die Steig- und Fallleitungen fördern stündlich 60 m³ Sole. Welche Ab-

messungen müssen die Leitungen erhalten und gegen welchen Druck hat die Umlaufpumpe zu fördern?

Die Steigleitung hat bei $v = 0{,}9$ m/s einen lichten Durchmesser von 150 mm. Es liegt nun nahe, diese Aufgabe wie die vorige zu rechnen, so daß also auch die Falleitung 150 mm Durchm. erhält. Nehmen wir einen Augenblick an, daß das richtig wäre und berechnen wir den Druck im höchsten Punkte. Er sei p_1, die Geschwindigkeit v_1, gegenüber dem Solespiegel ist der Höhenunterschied 20 m. Im übrigen besitzt die fast gerade Falleitung wenig Einzelwiderstände. Am Ausflußende herrscht der Druck $p_2 = 0$, v_2 wird (unrichtig) mit v_1 angenommen. Dann ist

$$h + p_1 + \frac{v_1^2}{2g} = 0 + \frac{v_1^2}{2g} + h_w$$

somit

$$p_1 = h_w - h.$$

Da nun h_w hier sehr klein ist, wird $p \backsim -20$ m Flüssigkeitssäule, es herrscht ein Vakuum von 2,5 at!! Das heißt also, unsere Annahme, daß oben und unten im Fallrohr gleiche Geschwindigkeiten herrschen, ist falsch. Die Sole reißt oben ab und fällt mit tosendem Geräusch die Falleitung hinab, was vom Besitzer auch dann unangenehm empfunden wird, wenn die Leitung durch die harten Schläge nicht zerstört wird. Ist die Anlage einmal so gebaut, wie ist dem abzuhelfen? Ein »Entlüften« an der höchsten Stelle hilft nicht viel. Das Vakuum wird zwar teilweise zerstört, es wird Luft eingesaugt, und die Schläge sind nicht mehr so furchtbar hart. Es bleibt nichts anderes übrig, als in die Falleitung, nahe dem Solespiegel, einen Schieber einzubauen und so stark zu drosseln, daß h_w der Falleitung auf 12 m anwächst.

Viel wirtschaftlicher ist es, die Falleitung von vornherein so viel enger zu machen, daß bei höherem v_2 die Widerstandshöhe an sich ausreichend groß wird und der Schieber am Ende, den man auf jeden Fall anbringen wird, nur leicht gedrosselt zu werden braucht. Wir wollen den Durchmesser berechnen. In Anbetracht der Tatsache, daß es sich um sehr kalte konzentrierte Sole handelt, möge λ um 20 vH höher als bei Wasser, also zu 0,036 angenommen werden. Nimmt man λ zu klein an, dann bekommt man zu enge Leitungen, bei zu großem λ zu weite. In letzterem Fall kann man sich leicht helfen, in ersterem erhöht sich der Arbeitsbedarf der Pumpe, was unerwünscht ist.

An der höchsten Stelle sei $p_1 = -8$ m Flüssigkeit (d. h. es herrscht fast absolutes Vakuum), $v_1 = 1$ m. Dicht darunter verengt sich der Durchmesser auf d_2, die Geschwindigkeit wird v_2, die im ganzen Fallrohr gleichbleiben soll. Da der Druck am Ende der Falleitung 0 ist, so gilt

$$p_1 + h + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g}\left(1 + \lambda\frac{l}{d} + \Sigma\zeta\right).$$

Da nun noch die Gleichung

$$Q = \frac{d_2^2\pi}{4} \cdot v_2$$

besteht, so wird

$$d_2^5 = \frac{8\,Q^2}{\pi^2 g\left(h + p_1 + \frac{v_1^2}{2g}\right)}\,(\lambda l + d_2[1 + \Sigma\zeta]).$$

Nun ist der Faktor von d_2 auf der rechten Seite klein gegen λl und kann zunächst vernachlässigt werden. Dann ergibt sich mit $Q = \frac{1}{60}$ m³/s

$d_2 = 0{,}087$ m, in erster Annäherung.

Sind in der Falleitung vorhanden:

4 Krümmer mit $4 \cdot \zeta = 0{,}635$
1 Verjüngung mit $\zeta = 0{,}02$
1 Einlauf in Verdampfer $\zeta = 0{,}085$
$\Sigma\zeta = 0{,}740$

so erhält man durch Einsetzen von $d_2 = 0{,}087$ und $\Sigma\zeta = 0{,}74$ in die Klammer als zweite Annäherung $d_2 = 0{,}096$ m, als dritte $d_2 = 0{,}091$.

Wenn man also $d_2 = 100$ mm ($v_2 = 2{,}65$ m/s) ausführt, dann ist man sicher, daß die Leitung reichlich weit ist und der Schieber am Ende zur Regulierung noch etwas geschlossen sein muß. Die Ersparnis an Kosten für die Rohrleitung und deren Isolierung lohnen die kleine Rechenarbeit.

Für die Berechnung der Pumpenarbeit kommt nur die Förderung vom Verdampfer auf den höchsten Punkt der Druckleitung in Betracht. Demnach ist

$$p_2 - p_1 = 20 - 8 + \frac{0{,}9^2}{2g}\left(1 + \frac{0{,}036 \cdot 40}{0{,}15} + 100\right)$$
$$= 16{,}5 \text{ m Flüssigkeitssäule.}$$

Der Arbeitsverbrauch beträgt also

$$N = \frac{60000 \cdot 16{,}5 \cdot 1{,}2}{3600 \cdot 75 \cdot \eta} \cdot \text{PS.}$$

Wenn auch im Betriebe die Förderhöhe nur 16,5 m beträgt, so muß doch die Pumpe, gegebenenfalls bei erhöhter Drehzahl, auf 20 m fördern können, weil sonst die Sole nicht über den höchsten Punkt hinwegkommt. Dabei kann die gegen den erhöhten Druck geförderte Menge klein sein, da es nur darauf ankommt, die Heberwirkung einzuleiten.

Entlüftungen sollen an den höchsten Stellen der Leitungen sowie an jedem größeren Kühlrohrsystem angebracht werden, denn das Vorhandensein von Luft beeinträchtigt den Solekreislauf sehr ungünstig. Sind zum Beispiel in einem Kühlhaus eine größere Anzahl Systeme an eine Soleleitung angeschlossen, so kann man bei ungenügender Entlüftung eines Systems oft ein Nichtarbeiten oder Hängenbleiben beobachten. Wird das System entlüftet, so tritt die normale Zirkulation wieder ein.

In der Praxis schaltet man bis 250, auch wohl 300 m Bördelrohre hintereinander, doch soll man zur Vermeidung größerer Reibungsverluste bei ungewöhnlichen Verhältnisse die Widerstände eingehend prüfen, denn 300 m gerades Rohr bieten bei einem $v = 0{,}3$ m/s rd. 0,96 m Widerstand.

Die Soleerwärmung im Kühlraum beträgt im Mittel 1,5 bis 2°; bei größeren Temperaturdifferenzen auch bis 3°. Hat man in einem Kühlhaus viele kleine Kammern, die verhältnismäßig kurze Systeme haben, angeschlossen, so soll man mit Rücksicht auf die bessere Regulierfähigkeit der einzelnen Systeme eine größere Solegeschwindigkeit, also eine niedrigere Erwärmung wählen. So empfiehlt es sich zum Beispiel nicht, an eine 50er-Soleleitung über sechs verschiedene Systeme anzuschließen.

Ermittlung des Widerstandes eines Doppelrohrkühlers.

Angenommen, der Kühler besteht aus mehreren nebeneinander liegenden Rohrwänden. Jede Rohrwand besteht aus 15 Rohrlagen, die hintereinander geschaltet sind. Die Innenrohre haben 42 mm l. W., durch diese zirkuliert das Wasser; für die Widerstandsberechnung wird aus nachstehend aufgeführten Gründen die lichte Weite zu 40 mm angenommen. Die Länge jedes Rohres ist 5 m. Die Anzahl der Doppelkrümmer beträgt 14, und es sollen nun durch jede Rohrwand stündlich 7900 l Wasser laufen; es ergibt sich ein $v = 1{,}75$ m. Die geodätische Förderhöhe, durch die Bauhöhe des Apparates bestimmt, ist $h_g = 2{,}2$ m bei freiem Ausfluß des Wassers.

Der Widerstand der glatten Rohre beträgt zu 7,85 m WS.

Der Widerstand der 14 Doppelkrümmer von 140 mm Baulänge ist $14 \cdot (2 \cdot 0{,}16) \cdot 0{,}156 = 0{,}7$ m WS.

Die Verluste im Verteilungs- und Sammelstück sind $(1 + 1) \cdot 0{,}156 = 0{,}31$ m WS; mithin ist

$$h_w = 7{,}85 + 0{,}7 + 0{,}31 = 8{,}86 \text{ m WS}.$$

Die Geschwindigkeitshöhe bei 1,75 m sekundlich

$$h_e = 0{,}156 \text{ m WS},$$

mithin ist

$$H = 2{,}2 + 8{,}86 + 0{,}156 = 11{,}216 \text{ m WS}.$$

Dieser Wert ist mit Rücksicht auf die vielen Dichtungsstellen sowie etwa eintretende stärkere Verschmutzung der Rohre um mindestens 10 vH zu erhöhen, so daß allein beim Doppelrohrkühler mit einem Gesamtwiderstand von rd. 12,5 m WS gerechnet werden muß.

Es wird bei jeder wasserführenden Leitung sich bereits nach wenigen Tagen eine Schleimschicht ansetzen, die den Nutzdurchmesser dann 2 bis 3 mm verringert; dann wächst die Inkrustierung unter normalen Wasserverhältnissen aber sehr langsam; man soll also aus diesem Grunde bei Festlegung der Geschwindigkeiten die voraussichtlich eintretende Verschmutzung der Rohre gleich berücksichtigen und den Leitungsdurchmesser entsprechend größer wählen; in Wasserleitungsnetzen rechnet man mit einer Erhöhung des Rohrquerschnittes von 15 bis 20 vH.

Die Geschwindigkeiten in Wasserleitungen richten sich ganz nach der Länge der Leitung, ihrem Durchmesser und nach den zulässigen Druckverlusten. Bei kurzen Leitungen und einem Durchmesser bis ca. 150 mm l. W. kann man mit den Geschwindigkeiten bis 2,0 m gehen. Als normale Geschwindigkeiten gelten 1,25 bis 2 m. Bei Wasserleitungen über ca. 200 mm Durchm. geht man nicht über 1,5 m Geschwindigkeit; in großen Wasserleitungsrohren wählt man $v = 0{,}6$ bis 0,8 m. Bei Saugleitungen, insbesondere da, wo es sich um größere Saughöhen handelt, wird man die Geschwindigkeit mit Rücksicht auf möglichst kleine Verluste niedrigere wählen; es kommen dann Geschwindigkeiten von 0,8 m bis 1,5 m in Frage. — Wie bei Dampfleitungen Umgangsventile angeordnet werden, werden auch bei großen Wasserleitungen, insbesondere bei höheren Geschwindigkeiten, Umgangsventile vorgesehen.

Ansaugen von warmem Wasser.

Aus der Bernoullischen Gleichung ergibt sich sofort, daß die Saughöhe von der Temperatur des Wassers abhängig ist. Denn der Druck p_2 unmittelbar an der Pumpe darf den Dampfdruck des Wassers nicht unterschreiten. Kann man z. B. bei 0 bis 20-grädigem Wasser mit einer praktischen Saughöhe von 7 bis 8 m rechnen, so kann ich bei 50 grädigem Wasser nur noch eine Saughöhe von ca. 5 bis 6 m zulassen. Bei 70 grädigem Wasser ist die Saughöhe = 0,0 bis 1 m, und bei 100 grädigem Wasser muß das Wasser schon mit ca. 2 bis 3 m WS zulaufen, wenn die Pumpe noch einwandfrei arbeiten soll.

Bei Plunger- und Kolbenpumpen rechnet die geodätische Saughöhe vom Wasserspiegel des Brunnens bis zum Druckventilsitz; bei Zentrifugalpumpen vom Wasserspiegel bis Oberkante Saugrohrstutzen an der Pumpe.

Das Verlegen der Saugleitung muß außerordentlich sorgfältig geschehen, so daß jeder Luftsack und das Ansammeln von Luft während des Betriebes unter allen Umständen vermieden wird. Pumpenanlagen mit großen Saughöhen gehören immer noch zu den Schmerzenskindern jedes Betriebes, doch liegt es aber vielfach daran, daß die Leitungen entweder nicht richtig bemessen oder nicht richtig verlegt sind. Die Saugleitung soll mit steter Steigung zur Pumpe, und zwar im Verhältnis $\sim$ 1 zu 50 verlegt werden, so daß beim Auffüllen der Leitung die Luft sicher durch den Anfülltrichter entweichen kann. Schwierigkeiten entstehen bei stark gashaltigem oder lufthaltigem und stark verunreinigtem Wasser, wo das Fußventil praktisch nicht dicht zu halten ist. Bei Plungerpumpen, die bekanntlich ein gewisses Quantum Luft immer mitfördern bzw. ansaugen, werden diese Übelstände, wie Undichtheiten, Fußventile, gashaltiges Wasser usw., leichter überwunden. Bei Zentrifugalpumpen aber begegnet man bisweilen oft den größten Schwierigkeiten. Man hat sich bei größeren Pumpenanlagen mit der Aufstellung von Injektoren, die die Saugleitung evakuieren, bzw. kleinen Luftpumpen beholfen, doch liegt insbesondere bei Luftpumpen die Gefahr der Wasserschläge sehr nahe, da auch selbst bei

Zahlentafel II.

Wassermengen Q in l/min mit Widerstandshöhen oder Druckverlusten h_w in m WS für gerade Rohre von 10 bis 500 mm l. Durchm. und 100 m Länge für Geschwindigkeiten v von 0,1 bis 3 m/s mit zugehörigen Geschwindigkeitshöhen h_v oder h_e

$$h_w = \lambda \frac{l}{d}\left(\frac{v^2}{2\,g}\right) \text{ m WS} \qquad \lambda = 0{,}02 + \frac{0{,}0018}{\sqrt{v\,d}} \qquad h_v = \frac{v^2}{2\,g} \text{ m WS}$$

v m/s	h_v m WS	l.W. =	Innerer Rohrdurchmesser in mm 10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	v m/s
0,10	0,00051	Q	0,471	1,885	4,241	7,540	11,78	16,96	23,09	30,16	38,17	47,12	73,63	106,0	144,3	188,5	238,6	294,5	356,4	424,1	577,3	754,0	954,3	1178	0,10
		h_w	*0,392*	*0,154*	*0,090*	*0,062*	*0,046*	*0,037*	*0,030*	*0,026*	*0,022*	*0,019*	*0,015*	*0,012*	*0,01*	*0,008*	*0,007*	*0,006*	*0,006*	*0,005*	*0,004*	*0,004*	*0,003*	*0,003*	
0,20	0,00204	Q	0,942	3,770	8,482	15,08	23,56	33,93	46,18	60,32	76,34	94,24	147,2	212,1	288,6	377,0	477,1	589,0	712,8	848,2	1155	1508	1909	2356	0,20
		h_w	*1,228*	*0,494*	*0,294*	*0,205*	*0,155*	*0,124*	*0,103*	*0,087*	*0,076*	*0,067*	*0,051*	*0,041*	*0,035*	*0,030*	*0,026*	*0,023*	*0,021*	*0,019*	*0,016*	*0,013*	*0,012*	*0,011*	
0,30	0,00458	Q	1,414	5,655	12,72	22,62	35,34	50,89	69,27	90,48	114,5	141,4	220,9	318,1	433,0	565,5	715,7	883,6	1069	1272	1732	2262	2863	3534	0,30
		h_w	*2,425*	*0,992*	*0,596*	*0,418*	*0,318*	*0,256*	*0,212*	*0,181*	*0,158*	*0,139*	*0,108*	*0,087*	*0,073*	*0,063*	*0,055*	*0,049*	*0,044*	*0,040*	*0,034*	*0,029*	*0,025*	*0,023*	
0,40	0,00815	Q	1,885	7,540	16,97	30,16	47,12	67,86	92,36	120,6	152,7	188,5	294,5	424,1	576,3	754,0	954,3	1178	1426	1697	2309	3016	3817	4712	0,40
		h_w	*3,952*	*1,636*	*0,990*	*0,688*	*0,534*	*0,430*	*0,358*	*0,306*	*0,267*	*0,237*	*0,183*	*0,149*	*0,125*	*0,108*	*0,093*	*0,084*	*0,075*	*0,069*	*0,058*	*0,050*	*0,044*	*0,039*	
0,50	0,0127	Q	2,356	9,425	21,21	37,70	58,91	84,82	115,5	150,8	190,9	235,6	368,1	530,1	721,6	942,5	1193	1473	1782	2121	2886	3770	4773	5891	0,50
		h_w	*5,792*	*2,421*	*1,474*	*1,043*	*0,800*	*0,645*	*0,539*	*0,462*	*0,403*	*0,357*	*0,277*	*0,226*	*0,190*	*0,164*	*0,143*	*0,128*	*0,115*	*0,105*	*0,089*	*0,077*	*0,067*	*0,060*	
0,60	0,0183	Q	2,827	11,31	25,45	45,24	70,69	101,8	138,6	181,0	229,0	282,7	441,8	636,2	865,9	1131	1431	1767	2138	2545	3464	4524	5726	7069	0,60
		h_w	*7,934*	*3,342*	*2,044*	*1,450*	*1,115*	*0,902*	*0,754*	*0,647*	*0,566*	*0,502*	*0,390*	*0,318*	*0,268*	*0,231*	*0,202*	*0,181*	*0,163*	*0,148*	*0,123*	*0,109*	*0,096*	*0,086*	
0,70	0,0250	Q	3,299	13,20	29,69	52,78	82,47	118,7	161,6	211,1	267,2	329,9	515,4	742,2	1010	1320	1670	2062	2495	2969	4041	5278	6680	8247	0,70
		h_w	*10,37*	*4,397*	*2,699*	*1,921*	*1,480*	*1,190*	*1,004*	*0,862*	*0,754*	*0,669*	*0,521*	*0,426*	*0,359*	*0,310*	*0,272*	*0,243*	*0,219*	*0,199*	*0,169*	*0,146*	*0,129*	*0,115*	
0,80	0,0326	Q	3,770	15,08	33,93	60,32	94,25	135,7	184,7	241,3	305,4	377,0	589,0	844,2	1155	1508	1909	2356	2851	3393	4618	6032	7634	9425	0,80
		h_w	*13,09*	*5,583*	*3,439*	*2,452*	*1,892*	*1,534*	*1,287*	*1,106*	*0,968*	*0,860*	*0,670*	*0,548*	*0,463*	*0,400*	*0,352*	*0,314*	*0,282*	*0,257*	*0,218*	*0,189*	*0,167*	*0,149*	
0,90	0,0413	Q	4,241	16,97	38,17	67,85	106,0	152,7	207,8	271,4	343,5	424,1	662,7	954,3	1299	1697	2147	2651	3207	3817	5195	6785	8588	10603	0,90
		h_w	*16,09*	*6,898*	*4,259*	*3,043*	*2,352*	*1,909*	*1,602*	*1,378*	*1,207*	*1,073*	*0,838*	*0,685*	*0,579*	*0,500*	*0,441*	*0,393*	*0,356*	*0,323*	*0,274*	*0,237*	*0,209*	*0,187*	
1,0	0,051	Q	4,712	18,85	42,41	75,40	117,8	169,7	230,9	301,6	381,7	471,2	736,3	1060	1443	1885	2386	2945	3564	4241	5773	7540	9543	11781	1,0
		h_w	*19,37*	*8,340*	*5,163*	*3,695*	*2,859*	*2,323*	*1,951*	*1,680*	*1,472*	*1,310*	*1,023*	*0,838*	*0,708*	*0,612*	*0,540*	*0,481*	*0,435*	*0,396*	*0,336*	*0,291*	*0,257*	*0,230*	
1,25	0,080	Q	5,891	23,56	53,02	94,25	147,3	212,1	288,6	377,0	477,2	589,1	920,4	1325	1804	2356	2982	3682	4455	5302	7216	9425	11928	14726	1,25
		h_w	*28,75*	*12,30*	*7,775*	*5,585*	*4,332*	*3,527*	*2,968*	*2,558*	*2,245*	*1,998*	*1,564*	*1,283*	*1,085*	*0,940*	*0,827*	*0,740*	*0,670*	*0,609*	*0,517*	*0,449*	*0,396*	*0,355*	
1,50	0,115	Q	7,069	28,27	63,62	113,1	176,7	254,5	346,3	452,4	572,6	706,9	1105	1590	2165	2827	3579	4418	5346	6362	8659	11310	14314	17671	1,50
		h_w	*39,79*	*17,43*	*10,89*	*7,841*	*6,094*	*4,970*	*4,187*	*3,612*	*3,173*	*2,827*	*2,196*	*1,819*	*1,541*	*1,335*	*1,180*	*1,052*	*0,954*	*0,867*	*0,737*	*0,640*	*0,566*	*0,506*	
1,75	0,156	Q	8,247	32,99	74,22	131,9	206,2	296,9	404,1	527,8	668,0	824,7	1289	1856	2526	3299	4175	5154	6237	7422	10102	13195	16700	20617	1,75
		h_w	*52,46*	*23,12*	*14,50*	*10,46*	*8,145*	*6,648*	*5,606*	*4,841*	*4,256*	*3,794*	*2,978*	*2,447*	*2,074*	*1,798*	*1,588*	*1,419*	*1,282*	*1,170*	*0,993*	*0,864*	*0,764*	*0,686*	
2,0	0,204	Q	9,425	37,70	84,82	150,8	235,6	339,3	461,8	603,2	763,4	942,5	1473	2121	2886	3770	4771	5891	7128	8482	11545	15080	19085	23562	2,0
		h_w	*66,73*	*29,56*	*18,59*	*13,44*	*10,48*	*8,561*	*7,226*	*6,244*	*5,491*	*4,898*	*3,849*	*3,165*	*2,684*	*2,329*	*2,206*	*1,839*	*1,664*	*1,517*	*1,290*	*1,122*	*0,992*	*0,889*	
2,5	0,318	Q	11,78	47,12	106,0	188,5	294,5	424,1	577,3	754,0	954,3	1178	1841	2651	3608	4712	5964	7363	8909	10603	14432	18850	23856	29452	2,5
		h_w	*99,70*	*44,60*	*28,18*	*20,44*	*15,96*	*13,08*	*11,04*	*9,550*	*8,415*	*7,500*	*5,914*	*4,865*	*4,130*	*3,577*	*3,164*	*2,838*	*2,560*	*2,342*	*1,992*	*1,732*	*1,534*	*1,373*	
3,0	0,459	Q	14,14	56,55	127,2	226,2	353,4	508,9	692,7	904,8	1145	1414	2209	3181	4330	5655	7157	8836	10691	12723	17318	22620	28628	35343	3,0
		h_w	*13,60*	*62,75*	*39,76*	*28,93*	*22,18*	*18,58*	*15,70*	*13,60*	*11,98*	*10,70*	*8,430*	*6,945*	*5,900*	*5,120*	*4,525*	*4,065*	*3,672*	*3,352*	*2,854*	*2,485*	*2,200*	*1,972*	
		l.W. =	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	mm

Hochführung der Evakuierungsleitung bisweilen Wasser mit angesaugt wird, wodurch eine Zertrümmerung des Kompressors hervorgerufen werden kann.

Die Firma »Siemen und Hinsch, St. Margarethen in Holstein« bringt eine kleine, für Evakuierungszwecke besonders geeignete Zentrifugalpumpe »Sihi« auf den Markt, die trocken ansaugt. Das Gehäuse der Pumpe selbst wird einmal mit Wasser gefüllt, worauf die Saugleitung bis 7 m und darüber evakuiert und selbst Wasser angesaugt wird; schaltet man dann die große Zentrifugalpumpe ein, so kann die kleine Evakuierungspumpe, die bei Zentrifugalhauptpumpen am Druckstutzen derselben angeschlossen wird, stillgesetzt werden. Bei gashaltigem Wasser läuft die Pumpe dauernd mit und wird zweckmäßig in der Saugleitung, kurz vor der Pumpe, ein T-Stück mit Luftabscheider eingebaut.

Zeitschriftenbericht.

Kälteverwendung.

Die Kühlschiffe „Réfrigérant" und „Glacière". A. Barrier. La révue générale du froid et des industries frigorifiques, 3, 1921, Heft 12.

Die beiden gleichgebauten Schiffe dienen zur Verfrachtung von Fischen, die in der neuen Anlage in Saint Pierre eingefroren und in Lorient gelagert werden, können aber auch gefrorenes Fleisch befördern. Der Inhalt der drei Lagerräume eines jeden Schiffes beträgt 3408 m³ insgesamt, die Temperatur —11° C.

Die Kältemaschinenanlage besitzt drei Kohlensäurekompressoren, die mit Multiple-Effet arbeiten. Zwei Kompressoren leisten je 122000 kcal/h, der dritte 22500, bei einer Temperatur des Kühlwassers von + 15° C und der Sole von —5°. Die großen Kompressoren sind mit ihren 70 PS starken Dampfmaschinen (n = 75 bis 80) unmittelbar gekuppelt und liegen symmetrisch auf dem kräftig ausgebildeten Verflüssigergefäß; die Schlangen bestehen aus Kupfer. Die kleinen Kompressoren sind stehende Bauart, ebenfalls mit den Dampfmaschinen gekuppelt und an den Verflüssiger montiert, n = 125 bis 135. Die Hälfte der Kälteleistung genügt zur Kühlhaltung der Räume. Zu jedem Kompressor gehört ein Solekühler mit eisernen Verdampferschlangen von 26/34 mm Durchm. und einer Rohrlänge von 510 bzw. 210 m. Die Kühlung der Räume erfolgt durch an Decke und Wänden angebrachten Soleröhren von 38/45 mm Durchm., von denen im ganzen 8322 m verlegt sind. Die Leitungen zu den 22 einzelnen Abteilungen der Kühlräume sind an gemeinsame Sammel- und Verteilungsstücke angeschlossen. Die Rohre werden durch erwärmte Sol eabgebaut, und es ist dafür gesorgt, daß jedes System einzeln mit warmer Sole versorgt werden kann. Zur Isolierung sind an die Schiffswand vier Lagen aus »Nonpareil«-Korkplatten angebracht, die aus reinem Kork ohne Pechzusatz bei hoher Temperatur zusammengepreßt sind. Von Interesse sind die Vorschriften, denen die Korkplatten zu genügen haben: Die Platten dürfen nicht zerbröckeln, wenn man sie in beliebiger Richtung zersägt, wenn man einen Nagel durch die ganze Dicke hindurchtreibt, wenn man eine Holzschraube ganz hineinschraubt. Die Druckfestigkeit soll bei 15° C 20 kg/cm² betragen. Wenn man die Platte mit der Flamme eines Bunsenbrenners dauernd in Berührung bringt, darf sie nicht mit heller Flamme verbrennen. Sie darf langsam verkohlen, aber die Glut muß nach Entfernung der Flamme aufhören und darf sich nicht über die Oberfläche verbreiten. Werden die Platten auf 100° erwärmt, so dürfen sie keine flüchtigen Stoffe absondern. Werden Stücke in einen Behälter eingeschlossen und 6 h lang auf 100° gehalten, so dürfen sich nach dem Öffnen weder Rauch noch Geruch zeigen, noch dürfen sich brennbare Gase entwickeln. Die Wärmeleitzahl darf 0,025 kcal/m, ° C nicht übersteigen. Bei der Prüfung ist festzustellen, daß eine Oberfläche von 1 m² bei 5 cm Stärke und einer Temperaturdifferenz von 35° C nicht mehr als 17,5 kcal stündlich hindurchläßt. Diese Prüfung wurde in folgender Weise ausgeführt: Ein Glaszylinder von 22 cm Höhe und 11 cm Durchm. wurde vollständig mit Kork in Stärke von 5 cm umgeben. In den Zylinder wurden 1800 cm³ Wasser von 50° C gegossen und die Abkühlung in Abhängigkeit von der Zeit genau gemessen. Aus der Abkühlung des Wassers in einer bestimmten würde die Leitfähigkeit durch eine »einfache Proportion« berechnet. Die Isolierung ist mit zwei Lagen Holz von je 25 mm Stärke bedeckt, das zweimal gefirnißt wurde. Die kalten Leitungen wurden mit Korkschalen von 22,6 cm Stärke (drei Lagen) isoliert.

Alle CO_2 führenden Teile wurden mit Wasser auf 240 at mit Luft unter Wasser auf 88 at, die Soleleitungen mit Wasser auf 6 bis 7 at zuerst in einzelnen Stücken, dann als Ganzes abgedrückt.

Die Maschinen wurden einer eingehenden Prüfung ihrer Kälteleistung unterworfen, die über die im einzelnen berichtet wird, und entsprechen den Anforderungen.

Die Beeinflussung der Frostwirkung und der Kälteverteilung in Gefrierschächten. F. Heise und K. Drekopf. Glückauf 58, Heft 5.

Eine frühere rechnerische Untersuchung der Soletemperatur in den senkrechten Doppelröhren von Gefrierschächten hat ergeben, daß bei tieferen Schächten die Sole im tiefsten Punkte nicht die tiefste Temperatur hat, da die fallende Sole von der aufsteigenden erwärmt wird. Diese Tatsache ist unerwünscht. Die Verfasser schlagen nun vor, an Stelle des Doppelrohres ein U-förmig gebogenes Rohr in ein Mantelrohr einzuhängen und den Zwischenraum mit ruhender Sole auszufüllen. Die Rechnung, deren Unterlagen allerdings sehr unsicher sind, ergibt, daß auch bei größeren Teufen, die ruhende Sole, die die Kälte auf das Gebirge überträgt, namentlich dann an der tiefsten Stelle auch die tiefste Temperatur hat, wenn der Querschnitt des Steigrohres erheblich größer ist als der des Fallrohres. Überhaupt wird die Temperatur über die ganze Schachttiefe gleichmäßiger, so daß die Stärke der Frostmauer an allen Stellen gleichmäßig wird. Krause.

Die Kälteanlagen der Zentralmarkthallen in Paris. La revue générale du froid et des industries frigorifiques. 3. Januar 1922.

Der Hauptraum besitzt 3900 m² Grundfläche, von der zurzeit 2000 m² gekühlt werden. Der Kühlraum ist durch Zwischenwände in schmale Streifen zerlegt, an deren einen Seite die Eingänge für die frische Ware liegen, während die verkaufte durch Türen an der andern Seite ausgebracht wird. Dementsprechend sind auch je zwei Aufzüge von je 1500 kg Tragfähigkeit angeordnet. Zurzeit können in dem Kühlraum 600 t Ware untergebracht werden, nach völligem Ausbau 1200 t. Die Kältemaschinenanlage besteht aus zwei voneinander unabhängigen Maschinensätzen (Fixary) von je 350000 kcal Stundenleistung, die elektrisch angetrieben werden. Die Kühlung erfolgt durch Sole, die teils an der Decke befindliche Rohre, teils im Raum selbst aufgestellten Luftkühler durchströmt. Die Temperatur des Raumes beträgt — 8 bis — 5° C. Für die Lagerung von Fischen sind Räume von insgesamt 550 m² vorgesehen, die auf — 2° C gehalten werden, und die 150 t Fische aufnehmen können. Die Kälte wird durch zwei Maschinen (Fixary) von je 80000 kgcal erzeugt. Die Kühlung erfolgt durch an der Decke befestigte, von Sole durchströmte Rohre. Durch Ventilatoren kann frische Luft eingeblasen werden.

Kältemaschinen.

Gedanken über Ammoniakkompressoren. P. G. Ferrero. Cold storage and produce review, 24, Dez. 1921.

Der Verfasser bemängelt die (in England) übliche Ausführung der Kompressoren, die großen Metallmassen der Zylinder,

welche als Wärmespeicher dienen, die selbsttätigen Ventile, welche Drosselverluste verursachen. Er empfiehlt Wassermäntel um die Zylinder, die möglichst dünnwandig sein sollen, und gesteuerte Ventile, die rasch öffnen und schließen. In dieser Beziehung sollten die Konstruktionen der Ölmotoren als Vorbild dienen.

Störungen bei einer Milchkühlanlage. George T. Taylor. Refrigerating World, 57, 1921, Heft 1.

Es wird über eine Milchkühlanlage berichtet, die nicht richtig arbeitete. Die Mängel waren durch eine unglaublich liederliche Montage verursacht, denn die Kolbenringe dichteten nicht und die Rohrleitungen für Ammoniak und Sole waren an verschiedenen Stellen durch Fremdkörper verstopft. Von Interesse ist die Bauart des Milchkühlers, der aus einer außen berieselten, innen von Sole durchströmten Rohrwand bestand. In die Rohre waren achteckige Holzstangen als Verdränger eingelegt, so daß die Sole in dünner Schicht mit großer Geschwindigkeit hindurchströmte. Die Hölzer wurden durch Distanzhalter in der Mitte des Rohres gehalten. Nach Instandsetzung der Anlage arbeitete der Kühler sehr gut.

Eiserzeugung.

Eine große amerikanische Eisfabrik. Franck C. Perkins. L'Industria, April 1921, S. 159.

Die von der Colorado Ice and Cold Storag Co. in Denver errichtete Eisfabrik stellte täglich 350 t Eis her. Während 6 Monaten im Jahr wird die ganze Menge erzeugt, in den anderen 6 Monaten nur 210 t, von denen 110 gelagert werden. Vorhanden sind sechs Dampfkessel 9½ at, vier Corlissmaschinen, vier senkrechte Ammoniakkompressoren. Drei der Kältemaschinen leisten 350 t Eis, eine 75 t. Zwei mit Dampfturbinen gekuppelte Zentrifugalpumpen entnehmen einem Brunnen 900 l Wasser in der Minute, das das ganze Jahr über 12° besitzt, und drücken es erst durch die Ammoniakkondensatoren und dann durch die 14 Dampfkondensatoren. Die Eisböcke wiegen je 365 kg, sind 2,4 m lang, oben 59 × 32 cm und 57 × 30 cm breit. Der elektrische Laufkran faßt drei Zellen auf einmal. Ein Arbeiter kann stündlich 40 bis 48 Zellen bedienen. Der Eiserzeuger besitzt keine Verdampferschlangen. Das Gefäß besitzt einen doppelten Boden und ist durch senkrechte Wände in mehrere Abteilungen geteilt. Große Rührwerke sorgen für den Umlauf der Sole, die in den unteren Raum eintritt. Die Sole steht nur so hoch wie das Wasser in den Zellen. Ein Eiserzeuger für 50 t/Tag beansprucht an Grundfläche 10 × 3,3 m. Der Umlauf der Sole zwischen Verdampfer und Eiserzeuger wird durch Zentrifugalpumpen bewirkt. Der Fabrik sind zwei solegekühlte Eislager angegliedert, von denen das eine 4000 t, das andere 15000 t faßt. (Nach Bulletin mensuel des renseignements frigorifiques, 2, 8, S. 391.)

Verschiedenes.

Betriebserschwernisse in tiefen Gruben. W. Andre. Glückauf, 58, Heft 4.

Von den Ausführungen ist hier folgendes von Belang: In großen Tiefen wird die Arbeit durch die hohe Temperatur erschwert. Es kommen im wesentlichen folgende Wärmequellen in Betracht: 1. Die Tagestemperatur, 2. die Kompressionswärme der nach unten geleiteten Wetter, 3. Einbrüche von warmen Quellen, 4. chemische Umsetzungen, 5. die Reibungswärme bei Erdbewegungen infolge des hohen Gesteinsdruckes, 6. die Gesteinswärme, welche die Hauptwärmequelle ist. In der Zeche Radbod herrschte in 966 m Tiefe eine Temperatur von 44°, in 1016 m Tiefe wurden sogar 47° gemessen. Versuche, die hohe Temperatur mit Hilfe einer Kühlanlage zu bekämpfen, mußten infolge der Kriegsverhältnisse aufgegeben werden. Versuche mit einer Kälteluftmaschine nach Dietz (Druckluftturbine) mußten der hohen Kosten wegen aufgegeben werden. Man ist zur Überzeugung gelangt, daß eine Abkühlung der Baue in der Hauptsache nur dadurch erreicht werden kann, daß die Lutten durch Sägespäne oder Schlackenwolle hinter Holzverschalung isoliert werden und daß so die eingeführte Luft nicht mit dem warmen Gestein in Berührung kommt. Mit diesem Verfahren sind sehr günstige Erfolge erzielt worden.

Bücherbericht.

(Besprechung vorbehalten.)

Dr.-Ing. Walther Fischer. Der Einfluß des Kühlwassermantels an Kompressions-Kältemaschinen. Heft 244 der Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Verlag des Vereines deutscher Ingenieure. Berlin 1921. Preis M. 36.

Dem Leser unserer Zeitschrift ist die Arbeit durch den ausführlichen Bericht des Verfassers im Jahrgang 1920, S. 99, bekannt. Das vorliegende Heft enthält ein sehr umfangreiches Zahlenmaterial, das die überaus sorgfältigen Messungen wiedergibt. Die Ergebnisse der Arbeit sind nicht nur für den Konstrukteur von Wichtigkeit, sondern bringen volle Klarheit über das Verhalten des Ammoniaks im Kompressor. Auch bringt sie Anregung zu neuen Untersuchungen. Krause.

Chemiebüchlein. Ein Jahrbuch der Chemie. Herausgegeben von Professor Dr. H. Bauer. Mit Beiträgen von Professor Dr. H. Kauffmann, Dr.-Ing. Emil Kohlweiler, Prof. Dr. A. Koenig, Dr.-Ing. Viktor Reuß. Preis M. 9,60. Franckhsche Verlagshandlung, Stuttgart.

Die Beschaffung der Rohstoffe ist wohl in keiner Zeit so brennend geworden wie heute und die Frage ihrer Lösung stellt an die chemische Forschung und chemische Technik ganz besonders hohe Anforderungen. Gerade die deutsche Wissenschaft ist es, die auf dem Gebiete der Chemie schon immer Großes geleistet hat und große, ungeahnte Fortschritte sind auch jetzt wieder zu verzeichnen. Über diese Fortschritte auch den gebildeten Laien auf dem Laufenden zu halten, ist der Zweck des soeben bei der Franckhschen Verlagshandlung in Stuttgart erschienenen »Chemiebüchleins«, herausgegeben von Professor Dr. H. Bauer, unter Mitarbeit von Professor Dr. H. Kauffmann, Dr.-Ing. Emil Kohlweiler, Professor Dr. A. Koenig, Dr.-Ing. Viktor Reuß. Das Büchlein will diese Fortschritte dem Leser in einer Form übermitteln, daß er die Ergebnisse und Ziele dieser Fortschritte rasch erfassen kann. Dies ist in vielen Fällen nicht möglich, wenn man den Entwicklungsgang der betreffenden Arbeiten nicht kennt. Es ist deshalb bei der Berichterstattung wichtiger Arbeiten besonderer Wert darauf gelegt, daß der Leser in Form von kleinen Abhandlungen in das betreffende Gebiet eingeführt wird. Ferner sind nur solche Arbeiten berücksichtigt, welche zu einem gewissen Abschluß gebracht worden sind oder wenigstens so weit gefördert sind, daß sie Aussicht auf einen wahren Erfolg versprechen.

Wirtschaftliche Nachrichten und Rechtsfragen.

Mineralöle und Fette. Bericht der Fa. Sachsenöl-Gesellschaft m. b. H. Dresden, den 17. Februar 1922.

Im Gegensatz zur rapiden Preissteigerung auf allen Warenmärkten ist die Preisbewegung auf dem Mineralölmarkt in den letzten Wochen eher rückläufig gewesen. Es ist dies eine Folge der weiteren Herabsetzung der amerikanischen Ölpreise. Diese sind nunmehr auf einem Stand angelangt, der den amerikanischen Raffinerien kaum noch ein Auskommen läßt und nur als Kampfpreise zu bezeichnen sind. Die in Deutschland erfolgten Schädigungen des Wirtschaftslebens durch die Streiks und die trotz aller gegenteiligen Versicherungen als Folge des Streiks bleibenden neuen Belastungen der Reichsfinanzen müssen zu einer weiteren

Befruchtung der Notenpresse führen. Es notieren im Großhandel pro kg, verzollt, einschließlich Faß ab Dresden:

amerik. Maschinenöl-Raff., Visk. 2—20 b. 50	M. 14,75	bis M. 27,—
amerik. Spindelöl-Raff., Visk. 2—7 b. 20	» 14,—	» » 15,—
» Heißdampf-Zylinderöl, Flp. 260—320	» 20,—	» » 22,50
Sattdampf-Zylinderöl, Flp. 220—240	» 14,50	
Maschinenöl-Dest., Visk. 3—11 b. 50	» 14,—	» » 15,50
Spindelöl-Dest., Visk. 3—7 b. 20	» 12,—	» » 13,50
Bohröl, weißlöslich	» 16,50	
Vaselinöl, weißlich, Visk. ca. 8 b. 20	» 23,—	
Gasöl, rein mineralisch	» 7,75	
Maschinenfett	» 18,—	
Harzöl-Wagenfett (Schwimmfett)	» 8,—	
Fischtran, dunkelbraun	» 11,—	

Dem Geschäftsbericht der Norddeutschen Eiswerke, A.-G., Berlin, für das Jahr 1921, entnehmen wir:

Nachdem im Laufe des Geschäftsjahres die Beschlüsse der Generalversammlung vom 15. Dezember 1919, die Erhöhung des Aktienkapitals betreffend, durchgeführt sind, beträgt das Grundkapital der Gesellschaft M. 5000000 und ist eingeteilt in:

200	Stück Vorzugsaktien	über je M.	1000	Nr. 1— 200
2195	» Aktien	» » »	600	» 1—2195
3483	» »	» » »	1000	» 2196—5678

Das befriedigende Gesamtergebnis des Berichtsjahres gestattet die Verteilung einer Dividende von 25 vH auf das erhöhte Aktienkapital.

Eisgeschäft. Durch die Einstellung der Zwangsbewirtschaftung, besonders im Fleischer- und Gastwirtsgewerbe und infolge des anhaltend warmen Sommers stieg der Eisumsatz derart, daß die Werke zeitweise trotz des vollen Betriebes nicht allen Anforderungen der Kundschaft genügen konnten. Der Vorstand hat sich daher entschlossen, die Eiserzeugungsanlage wesentlich zu erweitern.

Kühlhaus. Die Vermietung der Räume gestaltete sich günstig. Sie waren das ganze Jahr hindurch gut belegt und brachten erhöhte Mieteeinnahme, wenn sie auch den erhöhten Unkosten nicht ganz folgen konnte. Der Neu- bzw. Erweiterungsbau ist so weit fertiggestellt, daß die Inbetriebnahme demnächst erfolgen wird.

Grundstücke: Rummelsburg. Das hypothekarisch eingetragene Restkaufgeld in Höhe von M. 900000 wurde im Laufe des Jahres getilgt und die Hypothek zur Löschung gebracht.

Plötzensee. Das Grundstück ist zum Preise von M. 1300000 mit einer Anzahlung von M. 650000 verkauft und am 1. Juli 1921 aufgelassen worden. Das Restkaufgeld von M. 650000 ist hypothekarisch erststellig eingetragen und wird, wie folgt, getilgt: Je M. 100000 am 1. Juli 1922, 1923, 1924, 1925 und die restlichen M. 250000 am 1. Juli 1926.

Hypothek Köpenick ist durch Rückzahlung getilgt worden.

Der Bruttogewinn für 1921 stellt sich einschließlich M. 55134,90 Vortrag

aus 1920 auf	M. 2910978,50
nach Abzug der Abschreibungen in Höhe von	» 1242294,04
verbleibt ein Reingewinn von	M. 1668684,46

dessen Verteilung wie folgt vorgeschlagen wird:

zum gesetzlichen Reservefonds	» 161354,95
6 vH Dividende auf die Vorzugsaktien (M. 200000)	» 12000,00
4 vH Dividende auf das Aktienkapital (M. 4800000)	» 192000,00
8 vH Vergütung für Vorstand und Beamte	» 116292,68
10 vH Vergütung für die Mitglieder des Aufsichtsrates	» 125365,85
21 vH Superdividende auf das Aktienkapital	» 1008000,00
während der Rest	» 53670,98

auf neue Rechnung vorgetragen werden soll.

Das neue Geschäftsjahr läßt ein zufriedenstellendes Ergebnis erhoffen.

Kleine Mitteilungen.

C. V. Young machte nach Bulletin mensuel des renseignements frigorifiques 2, Sept. 1921, folgende Angaben über die spez. Wärme, den Wassergehalt usw. einiger Lebensmittel:

	Wassergehalt v. H.	Trockensubstanz v. H.	spez. Wärme oberhalb des Gefrierpunktes	spez. Wärme unterhalb des Gefrierpunktes
Mageres Rindfleisch	72,00	28,00	0,776	0,419
Fettes Rindfleisch	51,00	49,00	0,608	0,355
Kalbfleisch	63,00	37,00	0,704	0,392
Fettes Schweinefleisch	39,00	61,00	0,512	0,319
Eier	70,00	30,00	0,760	0,413
Kartoffeln	74,00	26,00	0,792	0,425
Kohl	91,00	9,00	0,928	0,477
Möhren	83,00	17,00	0,864	0,452
Sahne	59,25	40,75	0,654	0,360
Austern	80,38	19,62	0,843	0,444
Weißfisch	78,00	22,00	0,824	0,437
Aale	62,07	37,93	0,697	0,389
Krebse	76,62	23,38	0,813	0,433
Tauben	72,40	27,60	0,779	0,420
Hühner	73,70	26,30	0,790	0,424

AEF, Ausschuß für Einheiten und Formelzeichen. Von den neu angenommenen Sätzen ist für unser Fachgebiet folgendes von Wichtigkeit:

Satz VII. Normaltemperatur. Die Eigenschaften von Stoffen und Systemen sind tunlichst bei einer bestimmten einheitlichen Temperatur zu messen oder für eine solche zu berechnen und anzugeben. Als Normaltemperatur ist $+20^0$ C zu wählen, sofern nicht besondere Gründe für die Wahl einer anderen Temperatur vorliegen.

Unberührt bleiben:

die Temperatur 0^0 in der Festlegung der Maßeinheiten »Meter« und »Ohm«, der Druckeinheit »Atmosphäre« sowie bei Barometerangaben,

die Temperatur $+4^0$ in der Festlegung der Maßeinheit »Liter« und für Wasser als Vergleichskörper bei Dichtebestimmungen.

Der Ausschuß für Einheiten und Formelgrößen stellt ferner die folgenden Entwürfe zur Beratung und ladet die beteiligten Vereine ein, ihnen das Ergebnis ihrer Beratungen bis Ende 1922 mitzuteilen. Zur gleichen Frist kann sich auch jedes Mitglied der beteiligten Vereine äußern. Es wird gebeten, von Änderungen in Zeitschriften dem AEF stets wenigstens einen Abdruck zu senden.

Entwurf XXIII. Verhältnis der Pferdestärke zum Kilowatt. Für die Umrechnung von Leistungsangaben aus Pferdestärken in Kilowatt und umgekehrt werden folgende Zahlen festgesetzt:

$$1 \text{ kW} = 1{,}360 \text{ PS},$$
$$S = 0{,}735 \text{ kW}.$$

Begründung von K. Scheel.

Aus den Gleichungen

$$1 \text{ Watt} = 1 \text{ Joule/Sekunde } (1 \text{ W} = 1 \text{ J/s})$$

und

$$1 \text{ PS} = 75 \text{ kgm/s}$$

folgt, wenn man setzt

$$4{,}1842 \text{ Joule} = 4{,}1863 \cdot 10^7 \text{ erg}$$

(nach Grüneisen und Giebe »Ann. d. Phys.«, Bd. 63, 1920, S. 199)

und $1 \text{ g-Gew.} = 980{,}62 \text{ dyn} = 980{,}62 \text{ erg/cm}$

$$1 \text{ PS} = 735{,}1 \text{ W},$$

oder abgerundet

$$1 \text{ PS} = 0{,}735 \text{ kW}.$$

Der reziproke Wert von 0,7351 ist 1,3603; für die Umrechnung von Kilowatt in Pferdestärken wäre demnach die Zahl 1,360 anzunehmen.

Entwurf XXII. Wert des mechanischen Wärmeäquivalents (November 1921).

1. Der Arbeitswert der 15°-cal ist 4,184 internationale Joule $= 4{,}186 \cdot 10^7$ erg.
2. Der Arbeitswert der mittleren (0° bis 100°)-cal ist dem Arbeitswert der 15°-cal als gleich zu erachten.
3. Der Zahlenwert der allgemeinen Gaskonstante R ist
   $8{,}316 \cdot 10^7$, wenn als Einheit der Arbeit das erg,
   8,312, wenn als Einheit der Arbeit das internationale Joule,
   1,987, wenn als Einheit der Arbeit die Kalorie,
   0,08207, wenn als Einheit der Arbeit die Literatmosphäre gewählt wird.
4. Das Wärmeäquivalent des internationalen Joule ist 0,2390 15°-cal.
5. Der Arbeitswert der 15°-cal ist 0,4269 kgm, wenn die Schwerkraft bei 45° Breite und an der Meeresoberfläche zugrunde gelegt wird.

Begründung von K. Scheel.

Jaeger und v. Steinwehr haben überzeugend dargetan (Berliner Sitzungsber. 1915, S. 424; Ann. d. Phys. 1920 im Druck) daß sämtliche älteren Bestimmungen des mechanischen Wärmeäquivalents namentlich daran leiden, daß in ihnen die zugrunde liegenden elektrischen und thermometrischen Einheiten ungenügend definiert sind. Es scheint an der Zeit zu sein, den von Jaeger und v. Steinwehr unter Zugrundelegung sicherer Einheiten in der Reichsanstalt ermittelten Arbeitswert der 15°-cal = 4,1842 J anzunehmen. Aus diesem Werte haben Grüneisen und Giebe im Anschluß an ihre in der Reichsanstalt ausgeführte absolute Ohmbestimmung (Ann. d. Phys. 63, 199, 1920) der Arbeitswert der 15°-cal $= 4{,}1863 \cdot 10^7$ erg abgeleitet.

Ein neues Wärmeschutzmittel. Das Engeneering Committee of Food Investigation Board hat nach Mitteilung der Zeitschrift Ice and Cold Storage, Februar 1922, ein neues Wärmeschutzmittel untersucht, das aus Gummi mit sehr vielen kleinen Gasblasen ähnlich den bekannten Gummischwämmen besteht. Die Wärmeleitzahl beträgt 0,0305, ist also außerordentlich gering. Über den Preis ist nichts gesagt.

Patentbericht.

Patente. Anmeldungen.

17b, 2. F. 46520. A. Freundlich, Maschinenfabrik, Düsseldorf. Eiszelle mit allseitig umgebördelten oberen Rändern. 30. 3. 20.

17d, 1. R. 53197. Oskar Rösing, Düsseldorf, Ackerstr. 80. Kühlanlage. 7. 6. 21.

17f, 11. H. 84956. Adolf Hinze, Gr. Salze b. Magdeburg. Gegenstromkühler zur Kühlung zähflüssiger Lösungen. 4.4.21.

17f. 11. H. 86318. Adolf Hinze, Gr. Salze b. Magdeburg. Gegenstromkühler zur Kühlung zähflüssiger Lösungen; Zus. z. Anm. H. 84956. 20. 7. 21.

Erteilungen.

17a, 1. 351224. Schwarzwald-Werke Lanz, Komm.-Ges., Donaueschingen. Kleinkältemaschine. 20. 3. 19. L. 47968.

17a, 18. 351145. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Augsburg. Doppelrohrwärmeaustauschapparat für Kältemaschinen; Zus. z. Pat. 323963. 7. 4. 20. M. 68894.

17b, 2, 351705. Fritz Beyschlag, Starnberg b. München, Maximilianstr. 68. Luftsäulen-Flüssigkeitsabschluß für Füllvorrichtungen von Eiszellen. 2. 3. 20. B. 93042.

17h, 2. 351706. Franz Zabinski, Düsseldorf, Adersstr. 37. Vorrichtung zum Kühlen und zur Eisherstellung. 17. 3. 21. Z. 12191.

17d, 1. 351641. Karl Metzger und Ewald Lütschen, München, Seidlstr. 30. Kondensator. 21. 5. 20. M. 69391.

17d, 1. 351707. Christian Hülsmeyer, Düsseldorf-Grafenberg, Richtweg 11. Vorrichtung zum Reinigen der Kühlrohre von Oberflächenkondensatoren; Zus. z. Pat. 262785. 20. 10. 16. B. 82677.

17e, 3. 350993. Ernst Jung, Magdeburg, Augustastr. 17. Zerstäubungsvorrichtung von Flüssigkeiten in Kühlwerken. 27. 6. 20. J. 20477.

17e, 6. 350994. Anna Korff, geb. Wolf, Nürnberg, Baaderstraße 22. Verfahren zum Kühlen von Luft. 22. 5. 20. W. 55287.

17e, 2. 351708. Ernst Jung, Magdeburg, Augustastr. 17. Verfahren zum Tiefkühlen von Flüssigkeiten durch atmosphärische Luft. 13. 4. 20. J. 20260.

17f, 11. 351709. August F. M. Ingwersen, Lübeck, Moislinger Allee 15a. Vorrichtung zum Austausch von Wärme zwischen einer Flüssigkeit und einem Gasstrom. 21. 9. 20. J. 20779.

Löschungen.

17a. 314124, 233897, 289947.
17b. 251582. 296430, 304834.
17c. 317085.
17d. 355735, 268838.
17e. 313198.
17f. 198808, 213947, 276815, 265421, 265799, 282274, 310429, 313569, 317172, 315382. 322344.
17g. 199035, 238690, 242867. 251584, 254191, 2[illegible]6806, 312447.

Gebrauchsmuster. (Eintragungen.)

17a. 804657. Richard Pabst, Köln-Kalk, Kaiserstr. 21. Verdampfer für Kältemaschinen 31. 12. 21. P. 36530.

17b. 805679. Ernst v. Maack, Altrahlstedt, Bez. Hamburg. Apparat zur Erzeugung von Kälte (Eis). 28. 12. 21. M. 72[illegible]35.

Auszüge aus den Patentschriften.

17d, 2. 345372. Querstromregenkühler für das Kühlwasser von Dampfkondensationsanlagen auf Fahrzeugen. Heinrich Boltshauser in Zürich, Schweiz.

Patent-Ansprüche:

1. Querstromregenkühler für das Kühlwasser von Dampfkondensationsanlagen auf Fahrzeugen, dadurch gekennzeichnet, daß der Verteiler für das zu kühlende Wasser im Querschnitt gesehen in einem schmalen, dem Eisenbahnprofil eng angepaßten Rahmen untergebracht ist und einen Kanal von großem, freiem Eintritts- und Durchgangsquerschnitt für die Kühlluft umschließt.

Zwei weitere Ansprüche.

17e, 2. 345373. Offener Querstromrieselkühler zum Rückkühlen des Kühlwassers von Dampfkondensationsanlagen auf Fahrzeugen. Conrad Kohler in Zürich, Schweiz.

Die Erfindung betrifft einen offenen Querstromrieselkühler zum Rückkühlen des Kühlwassers von Dampfkondensationsanlagen auf Fahrzeugen. Danach wird das zu kühlende Wasser durch den Luftstrom in einen mit der Fahrrichtung gleichgerichteten Kanal fallen gelassen, und es wird die Anzahl, Stärke und Verteilung der Wasserstrahlen so gewählt, daß die relative Geschwindigkeit der Kühlluft gegenüber der Rückkühlvorrichtung am Austrittsende unter dem Wert bleibt, bei dem Wasserverlust durch Mitreißen durch die Luft stattfindet.

Patent-Ansprüche:

1. Offener Querstromrieselkühler zum Rückkühlen des Kühlwassers von Dampfkondensationsanlagen auf Fahrzeugen, dadurch gekennzeichnet, daß das zu kühlende Wasser durch den Luftstrom in einen mit der Fahrtrichtung gleich-

gerichteten Kanal fallen gelassen wird, und daß die Anzahl, Stärke und Verteilung der Wasserstrahlen so gewählt wird, daß die relative Geschwindigkeit der Kühlluft gegenüber der Rückkühlvorrichtung am Austrittsende unter dem Wert bleibt, bei dem Wasserverlust durch Mitreißen durch die Luft stattfindet.

Anspruch 2 betrifft eine Ausführungsform.

17g, 1. 345052. Wasserstoffverflüssiger. Dr. Lilienfeld in Leipzig.

Vorliegende Erfindung befaßt sich damit, Mittel anzugeben, um die Ausscheidung der Luftbeimengungen auf Stellen zu beschränken, von denen sie ohne Störung des kontinuierlichen Betriebes entfernt werden können. Zu diesem Zwecke wird zunächst an einer Stelle des Verflüssigers, deren Temperatur beim Betriebe nicht viel höher als die Gefriertemperatur der Luftbeimengungen liegt, ein in bekannter Weise eingerichteter Abscheider angebracht, um vorerst diejenige Menge der Verunreinigung, welche flüssig entfernt werden kann, in diesem Aggregatzustand fortzuschaffen. Behandelt man nun den so vorgereinigten Wasserstoff in einem Austauscher größeren Querschnitts (z. B. in einem Röhrenbündelaustauscher), so wird dadurch erreicht, daß die Austauscherrohre nicht verstopft werden, sondern daß der vorgereinigte Wasserstoff in äußerst feiner Verteilung zusammen mit dem verflüssigten Wasserstoff das Expansionsventil verläßt.

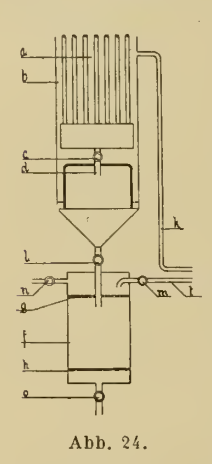


Abb. 24.

Der Austauscher *a* befindet sich in einem Metallgefäße *b*, damit die fein verteilte, feste Luft nicht die äußere (mit der Niederdruckseite in Berührung stehende) Wand beschlägt und dadurch den Wärmeaustausch verhindert, ist zwischen der Mündung *d* des Expansionsventils *c* und dem oberen Teil des Apparates ein für das rückströmende Gas durchlässiges, für die feste Luft undurchlässiges Filter (Flanell) angebracht. Der Erfinder hat festgestellt, daß die feste Luft mit dem flüssigen Wasserstoff zusammen den Apparat verläßt, besonders wenn man dafür sorgt, daß das Gemenge kontinuierlich abgelassen wird.

Zum Zwecke der Trennung der festen Luft von dem flüssigen Wasserstoff ist gemäß der Erfindung eine besondere außerhalb der Verflüssigerhülle aufgestellte Filterkammer *f* angeordnet, in der die feste Luft zwischen den Filtern *g* und *h* liegen bleibt. Der flüssige Wasserstoff tritt durch Ventil *m* und Rohr *t* in die zum Sammelbehälter führende Leitung, während die kalten Wasserstoffgase aus diesem Sammelbehälter durch die Leitung *k* in eine entsprechende Stufe des Verflüssigers zurücktreten.

Das Entfernen der festen Luft geschieht nunmehr, ohne den kontinuierlichen Verflüssigungsprozeß zu unterbrechen, dergestalt, daß die Ventile *l* und *m* geschlossen, *n* und *o* geöffnet werden und durch *n* ein Strom warmen Wasserstoffes hereingeblasen wird, der die feste Luft schmilzt, so daß sie in flüssiger oder auch gasförmiger Beschaffenheit bei *o* die Filterkammer verlassen kann.

Patent-Ansprüche:

1. Wasserstoffverflüssiger, dadurch gekennzeichnet, daß er zur Erzielung einer geringen Strömungsgeschwindigkeit des Gases aus einer größeren Anzahl parallel geschalteter Rohre besteht, und daß durch ein im unteren Teil des Verflüssigers eingebautes Filter die abgeschiedenen festen Verunreinigungen am Rücktritt in den Verflüssiger gehindert werden.

2. Wasserstoffverflüssiger nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die feste Luft in einer besonderen Filterkammer *f* von dem flüssigen Wasserstoff geschieden wird zu dem Zwecke, die feste Luft in dieser Filterkammer durch Auftauen beseitigen zu können, ohne den Verflüssiger selbst anwärmen zu müssen.

17f, 11. 345376. Wärmeaustauschvorrichtung. Anton Dukat in Berlin-Südende.

Der Gegenstand der Erfindung ist eine weitere Ausbildung der im Hauptpatent erläuterten Anordnung zur Verbindung zweier benachbarter Rohrgruppen und Abdichtung der ineinanderliegenden Rohre einer Gruppe durch eine

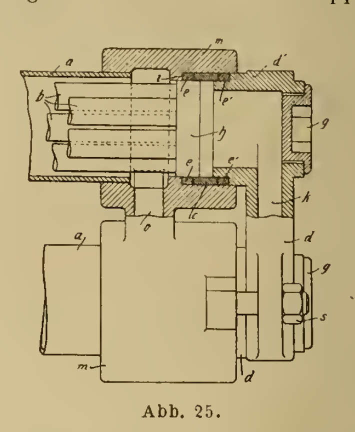


Abb. 25.

Doppelmuffe in Verbindung mit einem Druckring in der Weise, daß ein Öffnen der Verschlußdeckel ohne Lösen der Rohrverbindung und der Dichtung zwecks Nachprüfung jeder einzelnen Verbindung auf ihre Dichtigkeit ermöglicht ist.

Patent-Anspruch:

Wärmeaustauschvorrichtung nach Patent 341159, dadurch gekennzeichnet, daß der die Abdichtung der flanschartigen Scheibe *h* bewirkende Druckring *c* die flanschartige Scheibe an ihrem Umfang umfaßt und zwischen zwei Dichtungsringen angeordnet ist, von denen der eine *e* auf dem Umfang der flanschartigen Scheibe, der andere *e'* zwischen dem Druckring und Deckelstutzen *d'* liegt, derart, daß die flanschartige Scheibe sich innerhalb ihrer Abdichtung unabhängig vom Anziehen des Deckels verschieben kann.

17f, 11. 348289. Dipl.-Ing. Heinrich Wienges in Aachen. Gegenstromkühler.

Der vorliegende Gegenstromkühler ist aus umeinander angeordneten Rohren zusammengesetzt und das wesentlich Neue desselben besteht darin, daß die in beliebiger Anzahl vorgesehenen Rohre zu drei an ihren einen Enden von aufeinander befestigten

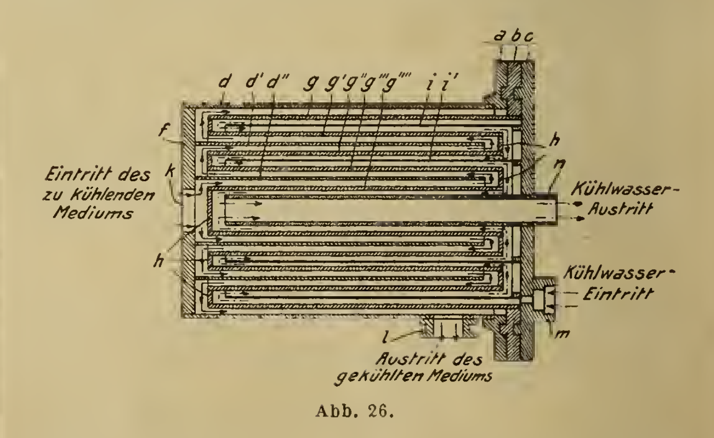


Abb. 26.

Ringscheiben getragenen und an diesen Enden in- und auseinanderschiebbaren Körpern vereinigt sind, und zwar einem Außenkörper aus einem an der einen der Ringscheiben sitzenden Außenrohr, das an seinem anderen Ende den Boden mit Leitrohren trägt, einem Mittelkörper aus (z. B. durch Verschweißen) miteinander verbundenen Rohren, von denen das äußere an der

mittleren Ringscheibe sitzt, und einem Innenkörper aus auf der dritten den Deckel bildenden Ringscheibe befestigten Leitrohren.

Die genannte Vereinigung der Rohre untereinander sowie mit den sie tragenden Ringscheiben ermöglicht es, jeden Körper für sich auf Dichtigkeit vor dem Zusammenbau bequem zu prüfen. Durch die leichte Auseinandernehmbarkeit der vereinigten Rohrkörper kann eine Reinigung schnell und eingehend vorgenommen werden.

Patent-Anspruch:

Gegenstromkühler aus umeinanderliegenden Rohren, dadurch gekennzeichnet, daß die in beliebiger Anzahl vorgesehenen Rohre zu drei an ihrem einen Ende von drei aufeinander befestigten Ringscheiben (*a*, *b*, *c*) getragenen und an diesen Enden in- und auseinanderschiebbaren Körpern (*d*, *g*, *i*) vereinigt sind, und zwar einem Außenkörper aus einem an der einen (*a*) der Ringscheiben sitzenden Außenrohr (*d*), das an seinem anderen Ende den Boden (*f*) mit Leitrohren (*d'*, *d''* usw.) trägt, einem Mittelkörper aus (z. B. durch Verschweißen) miteinander verbundenen Rohren (*g*, *g'* usw.), von denen das äußere (*g*) an der mittleren Ringscheibe (*b*) sitzt, und einem Innenkörper aus auf der dritten den Deckel bildenden Ringscheibe (*c*) befestigten Leitrohren (*i*. *i'* usw.).

17a, 7. 348532. Alfred Seale Haslam in Derby, England. Kompressionskältemaschine.

Die Erfindung bezieht sich auf Kompressionskältemaschinen mit zweistufiger Verdampfung, also mit zwei hintereinandergeschalteten Regelventilen und besteht darin, daß diese beiden Ventile so miteinander verbunden sind, daß sie gleichzeitig geöffnet und geschlossen werden. (Diese Anordnung bedeutet einen Fortschritt nur dann, wenn bei der höheren Verdampfungstemperatur nur ein Teil der Flüssigkeitswärme des weiter zu drosselnden Kältemittels abgeführt, nicht aber die Abkühlung von Luft oder Sole werden soll.)

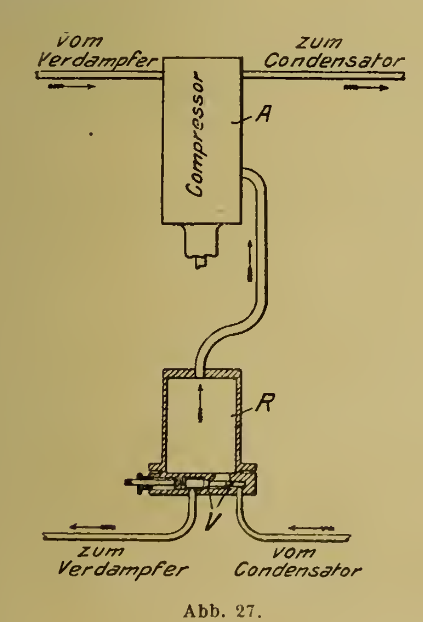


Abb. 27.

Patent-Ansprüche:

1. Kompressionskältemaschine, bei der die aus einem Kondensator durch ein Expansionsventil fließende Kälteflüssigkeit in einem Behälter teilweise verdampft, wodurch eine Abkühlung der unverdampften Kälteflüssigkeit erzielt wird, die sodann aus dem Behälter durch ein zweites Expansionsventil nach dem Verdampfer fließt, dadurch gekennzeichnet, daß beide Expansionsventile (*a*, *e*) gleichzeitig mit einer Handhabung einstellbar sind.

2. Kompressionskältemaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Expansionsventile (*a*, *e*) parallel zueinander angeordnet sind und durch eine einzige Stellschraube (*k*) geregelt werden.

3. Kompressionskältemaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Expansionsventile (*a*, *e*) auf einer und derselben hin und her beweglichen Spindel (*k*) angeordnet ist.

53c, 3. 340093. Anton Landgräber in Hamburg. Luftkühlraum zum Gefrieren von Fleisch und ähnlichen Stoffen.

Gemäß vorliegender Erfindung wird in einem Raum, dessen Luft durch einen besonderen mit berieselten Flächen arbeitenden Kühler gekühlt wird, das Gefriergut durch eine zweckmäßig in sich geschlossene Förderanlage derartig bewegt, daß es auf seinem Wege den Rieselraum des Luftkühlers durchläuft. Die Abmessungen des Raumes, der Laufbahn und des Luftkühlers können dabei ohne weiteres so gewählt werden, daß die Tagesleistung an fertigem Gefriergut der täglichen Zufuhr zu der Kühlanlage entspricht. Da die Berieselung nur in einem von dem übrigen Raum abgesonderten Teil der Gefrieranlage geschieht, ist eine Verschmutzung des gesamten Raumes nicht mehr zu befürchten. Der Verbrauch an Salzlake od. dgl. ist daher auf das Mindestmaß verringert. Da ferner das Gefriergut auf seinem ganzen Wege je nach seiner Aufhängung an der Förderanlage eine bestimmte Zeit durch gekühlte Luft und eine bestimmte Zeit durch den Rieselraum hindurchgeführt wird, so wird eine sehr intensive, schnelle Durchfrierung erreicht.

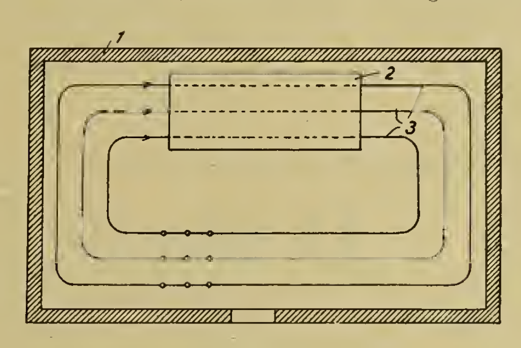


Abb. 28.

Die Verwendung der Kühlanlage geschieht in der Weise, daß zweckmäßig das gesamte an einem Tage der Kühlanlage zum Gefrieren übergegebene Gut an der Förderanlage 3 aufgehängt wird. Letztere wird alsdann in Bewegung gesetzt, so daß das Gefriergut, je nach der Geschwindigkeit der Laufbahn, eine bestimmte Zeit nur in gekühlter Luft, eine bestimmte Zeit dagegen durch den Rieselraum bewegt wird. Hat das Gut die gesamte Laufbahn zurückgelegt, so wird es abgenommen und in den Stapelraum gebracht.

Patent-Ansprüche:

1. Luftkühlraum zum Gefrieren von Fleisch und ähnlichen Stoffen, dadurch gekennzeichnet, daß in dem Raum eine zweckmäßig in sich geschlossene Förderanlage (3) angeordnet ist, die an einer Stelle unter einem mit berieselten Flächen arbeitenden Kühler hindurchführt, so daß das Fleisch od. dgl. auf seinem Wege durch den Luftkühlraum auch den Rieselraum des Luftkühlers durchläuft.

2. Anlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Luft des Kühlraumes zwischen der Unterseite der berieselten Fläche des Kühlers und dem durch den Kühler hindurchlaufenden Gefriergut zugeführt wird und daß von der bereits gekühlten Luft ein Teil abgezweigt und unterhalb des Gefriergutes von neuem in den Rieselraum geleitet wird.

17g, 2. 345760. Rektifikationssäule, vornehmlich für die Erzeugung von Sprengluft. Walter Lachmann in Dresden.

Gegenstand vorliegender Erfindung ist eine Rektifikationssäule, welche aus einem Stickstoffsauerstoffgemisch nicht bloß sauerstoffreiche Flüssigkeit, sondern auch Sauerstoff

von sozusagen kompressionswürdiger Reinheit erzeugt, so daß den industriellen Werken ein und dieselbe Fraktionieranlage für die gleichzeitige Gewinnung von Sprengluft und von sehr reinem Sauerstoff zum autogenen Schweißen und Schneiden im eigenen Betrieb dienen kann. Statt auf gasförmigen reinsten Nutzsauerstoff kann man dabei auch auf flüssigen arbeiten.

Auf der Tatsache fußend, daß der Sauerstoffgehalt der die Säule durchrieselnden Flüssigkeit von oben nach unten zunimmt, wird die eben erwähnte Leistung der Rektifikationssäule dadurch erzielt, daß an derjenigen mittleren Stelle, wo die Flüssigkeit die für ihre Verwendung als Sprengluft geeignete Zusammensetzung besitzt, der Säule solche Flüssigkeit entnommen wird, als unteres Zerlegungsprodukt aber reiner Sauerstoff. Wider Erwarten hat diese mittlere Flüssigkeitsentnahme keine Schwierigkeiten im Betriebe der Säule zur Folge.

Patent-Ansprüche:

1. Rektifikationssäule *b* zur Zerlegung von atmosphärischer Luft und anderen Gasgemischen, dadurch gekennzeichnet, daß an einer mittleren Stelle der Säule ein Auffangbehälter *g* mit Ablaßvorrichtung *h*, *i* zur Entnahme von flüssigem, schwererflüchtigem Produkt (10, gegebenenfalls Sauerstoff) in geeigneter Reinheit und in die Menge bloßer Proben weit übersteigender Menge angebracht ist und daß die Entnahmeleitung *h* zum Zwecke ihrer Unterkühlung vorzugsweise durch die kältesten Teile der Säule geführt ist.

Drei weitere Ansprüche betreffen Ausführungsformen und -verfahren.

17g, 3. 344015. Vorrichtung zum Fördern von aus Mischgasen in flüssigem Zustande gewonnenen Gasen. Messer & Co., G. m. b. H. in Frankfurt a. M.

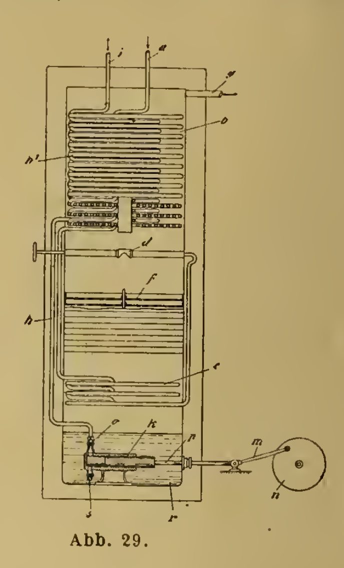


Abb. 29.

Patent-Anspruch:

Vorrichtung zum Fördern von aus Mischgasen in flüssigem Zustande gewonnenen Gasen nach Patent 340706, gekennzeichnet durch eine im Sammelraum für das flüssige Gas befindliche und dieses unter Druck setzende Fördervorrichtung (z. B. Pumpe *k*).

Deutscher Kälte-Verein.

Vorsitzender: Geh. Rat Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz, Technische Hochschule Danzig.
Schriftführer: A. Kaufmann, Oberingenieur. Adr.: Berlin NW 23, Brückenallee 11.
Schatzmeister: E. Brandt, Direktor. Adr.: Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Arbeitsabteilung I: Für wissenschaftliche Arbeiten. Obmann: Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig.
Arbeitsabteilung II: Für Bau und Lieferung von Maschinen, Apparaten. Obmann: Ober-Ing. Heinr. Meckel, Berlin-Pankow.
Arbeitsabteilung III: Für Anwendung von künstlicher Kälte und Natureis. Obmann: Direktor A. Lucas, Leipzig A.

Berliner Kälte-Verein.

(Bezirksverein des Deutschen Kälte-Vereins.)

Bericht über die Monatsversammlung am 24. Januar 1922 im Restaurant Franke, Berlin NW, Brückenallee 20.

Vorsitzender: Herr Meckel begrüßt die Anwesenden, dankt für die Wiederwahl auch im Namen der übrigen Vorstandsmitglieder und erteilt dem Schriftführer das Wort zu

Punkt 1 der Tagesordnung. Der Bericht über die vorige Sitzung wird vorgelesen und von der Versammlung genehmigt.

Punkt 2. Herr Meckel berichtet über das Vereinsjahr 1921 folgendes:

»Im Anfang des Jahres waren die Versammlungen recht gut besucht. Nach den Sommerferien aber fanden sich leider nur noch recht wenig Mitglieder ein, und ich möchte daher alle Herren bitten, doch das Fernbleiben von einer Versammlung als eine Ausnahme zu betrachten, welche Auffassung ja auch bei einer kleineren Zahl von Herren vorhanden ist. Die Besucherzahl betrug im Jahresdurchschnitt etwa 25 vH.

Versammlungen haben stattgefunden in den Monaten Januar, Februar, März, April, Mai, Juni, Oktober, November und Dezember. Im Juli, August und September waren die üblichen Sommerferien.

Vorträge wurden gehalten von den Herren Altenkirch, Heinzmann (an 3 Abenden) und Dr. Krause.

Die Mitgliederzahl beträgt zurzeit 52, ist also um 12 gestiegen.

Für die freundliche Mitarbeit sage ich im Namen des Vorstandes allen Beteiligten besten Dank und hoffe, daß uns auch im neuen Jahre eine tatkräftige Unterstützung zuteil werden wird. Dem Verein aber wünschen wir eine recht gedeihliche weitere Entwicklung, wozu jeder einzelne von Ihnen beitragen möge.«

Punkt 3. Herr Brandt verliest den Kassenbericht, den die Rechnungsprüfer, die Herren Hinz und Dr. Krause geprüft haben. Das Vereinsvermögen betrug zu Beginn dieses Jahres M. 991,84 gegenüber M. 695,85 zur gleichen Zeit des Vorjahres. Da besondere Ausgaben für das Jahr 1922 nicht in Aussicht stehen, wird auf die Vorlage eines Voranschlages verzichtet.

Punkt 4. Auf Antrag des Herrn Ober-Ing. Kaufmann wird dem Vorstand Entlastung erteilt.

Punkt 5. Nach längerer Besprechung der Angelegenheit des Inhaltsverzeichnisses der Vereinszeitschrift beantragt Herr Kaufmann, man sollte erst noch verschiedene Punkte klären, bevor man einzelne Herren zur Bearbeitung des Materials heranzöge. Diesem Antrag wird entsprochen und die Angelegenheit vertagt, bis das Verhältnis der Zeitschrift zum Verlag Oldenbourg geklärt ist.

Punkt 6. Herr Dr.-Ing. Krause konnte, weil er in letzter Minute dienstlich verhindert wurde, den angekündigten Vortrag nicht halten.

Punkt 7. Die nächste Versammlung soll am Dienstag, den 21. ds. M., wieder im Restaurant Franke stattfinden.

Der Schriftführer: J. Schindler.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

4. Heft April 1922 29. Jahrgang

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen

nebst Erläuterungen und Tabellen.

Aufgestellt vom »Deutschen Kälteverein« und vom »Normenausschuß der Deutschen Industrie« im Jahre 1921.

Die »Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen« stellen das Ergebnis der Beratungen des unterzeichneten Ausschusses dar, der vom Deutschen Kälteverein in der Hauptversammlung 1920 gewählt wurde. Der vom Ausschuß ausgearbeitete Entwurf ist in dieser Zeitschrift 1921, Heft 4, S. 45—56, veröffentlicht und der Hauptversammlung des D. K. V. 1921 vorgelegt worden. Er wurde mit einigen hier berücksichtigten Änderungen genehmigt.

Die Regeln beschränken sich zunächst auf Kompressions-Kaltdampfmaschinen, weil den anderen Systemen (Absorptionsmaschinen, Kaltluftmaschinen, Dampfstrahl-Kältemaschinen) keine so große wirtschaftliche Bedeutung zukommt und die Versuchsmethoden bei ihnen noch nicht einheitlich durchgearbeitet sind.

Die Regeln lehnen sich sinngemäß an die vom Verein Deutscher Ingenieure und dem Verein Deutscher Maschinenbauanstalten im Jahre 1912 aufgestellten »Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren«.an.

Die Regeln zerfallen in drei Teile, und zwar

A. den Wortlaut der »Regeln«,

B. die Erläuterungen und Ausführungsbestimmungen,

C. den Anhang mit den Tabellen[1]).

Die Kreise der Kälteerzeuger und Kälteverbraucher werden gebeten, sich dieser Regeln zu bedienen, und alle Erfahrungen, die damit gemacht werden, dem Deutschen Kälteverein, Arbeitsabt. I, Danzig, Technische Hochschule, z. H. des Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Plank mitzuteilen. Diese gesammelten Erfahrungen werden der Hauptversammlung des D. K. V. zur Diskussion vorgelegt und gegebenenfalls in Neuauflagen der »Regeln« berücksichtigt werden.

Deutscher Kälteverein.

Ausschuß für die Aufstellung von Regeln für Leistungsversuche.

Altenkirch, Kaufmann, Knoke, Dr. Krause, Lukas, Meckel (zugleich für den Normenausschuß der deutschen Industrie), Prof. Dr. Plank.

[1]) Der Teil *C*, der einen wesentlichen Bestandteil der Regeln bildet, ist hier wegen Platzmangels fortgelassen, und es ist am Schluß nur ein Verzeichnis der Tabellen gegeben. Die Regeln mit den vollkommen neu berechneten Tabellen werden durch den Buchhandel bezogen werden können. Nähere Angaben hierüber werden folgen.

A. Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen.

I. Allgemeine Bezeichnungen:

Q_0 (q_0) Kälteleistung, Verdampferleistung in kcal/h (kcal/m³),

Q (q) Kondensatorleistung in kcal/h (kcal/m³),

$J = 427\ \frac{\text{mkg}}{\text{kcal}}$ mechanisches Wärmeäquivalent,

A_i indizierte Kompressorarbeit in mkg,

N_i indizierte Kompressorleistung in PS oder kW,

$K = \frac{Q_0}{N_i}$ spezifische Kälteleistung in $\frac{\text{kcal}}{\text{PSh}}$ oder $\frac{\text{kcal}}{\text{kWh}}$,

p_0 Verdampferdruck in at abs.,

p Kondensatordruck in at abs.,

T_0 (t_0) Verdampfungstemperatur,

T (t) Kondensationstemperatur,

T_u (t_u) Temperatur des unterkühlten Kältemediums vor dem Regulierventil,

T_s (t_s) Soletemperatur,

T_l (t_l) Lufttemperatur,

T_w (t_w) Kühlwassertemperatur,

t_{se}, t_{we} .... Temperaturen beim Eintritt,

t_{sa}, t_{wa} ... » » Austritt,

G_s, G_w ..... Solegewicht, Wassergewicht .... in kg,

c spezifische Wärme,

γ spezifisches Gewicht,

n Umlaufzahl in der Minute,

λ Lieferungsgrad,

η Wirkungsgrad.

II. Festlegung praktischer Normaltemperaturen.

a) Für das »innere Verhalten« im Kaltdampf (vgl. die Erläuterungen unter B II)

$t_0 = -10^0$, $t = +25^0$, $t_u = +12^0$.

b) Für das »äußere Verhalten« in der Sole oder Luft und im Kühlwasser (vgl. Erl. B II.)

$t_l = 0^0$, $t_s = -5^0$, $t_{we} = +10^0$, $t_{wa} = +20^0$

III. Vergleichsprozesse.

a) Carnotscher Kreisprozeß im Gebiet gesättigter Dämpfe:

α) Für das innere Verhalten, bezogen auf die gleichen Werte von T und T_0, wie in der Garantie angegeben.

β) Für das äußere Verhalten bezogen auf die gleichen Werte der tiefsten Soletemperatur T_{sa} oder Lufttemperatur T_{la} (als Temperatur der unteren Isotherme) und der Kühlwasserablauftemperatur T_{wa} (als Temperatur der oberen Isotherme), wie in der Garantie angegeben.

Die Anwendung dieses Carnotschen Kreisprozesses ist natürlich nicht mehr möglich, wenn der Kondensatordruck den kritischen Druck übersteigt, was z. B. bei CO_2-Maschinen gelegentlich auftritt.

b) Vergleichsprozeß mit Regulierventil, Unterkühlung und adiabatischer Kompression trocken gesättigter Ansaugedämpfe (trockener Gang):

α) Für das innere Verhalten, bezogen auf die gleichen Werte von T, T_0 und T_u, wie in der Garantie angegeben.

β) Für das äußere Verhalten, bezogen auf die gleichen Werte der tiefsten Soletemperatur T_{sa} oder Lufttemperatur T_{la} als Verdampfertemperatur, der Kühlwasserablauftemperatur T_{wa} als Kondensatortemperatur und der Kühlwassereintrittstemperatur T_{we} als Temperatur der Unterkühlung.

IV. Wirkungsgrade.

Aus der Messung der stündlichen Kälteleistung Q_0 nach einer der im nächsten Abschnitt V genannten Methoden und des indizierten Arbeitsverbrauches N_i des Kolbenkompressors in PS oder kW mit Hilfe des Indikators sind die folgenden Wirkungsgrade zu berechnen:

a) Für den Kompressor (inneres Verhalten).

α) Der Lieferungsgrad λ, der alle volumetrischen Verluste enthält. Es ist

$$\lambda = \frac{q_0}{q_{0th}},$$

dabei bedeutet q_0 die beim Versuch unter den Garantiebedingungen T, T_0, T_u tatsächlich gemessene stündliche Bruttokälteleistung (einschließlich der durch Wärmeeinstrahlung in den Verdampfer und in die kalten Leitungen bedingten Verluste) dividiert durch das stündliche (geometrische) Hubvolumen des Kompressors in m³, und q_{0th} die unter den gleichen Bedingungen theoretisch mögliche Kälteleistung des Vergleichsprozesses pro m³ angesaugten Dampfes.

q_{0th} und damit auch λ könnte dabei entweder auf den Carnot-Prozeß (IIIa α) bezogen werden (λ_c) odeauf den Vergleichsprozeß mit Regulierventil, Unterkühlung und adiabatischer Kompression trocken gesättigter Ansaugedämpfe (IIIb α). Der auf den Carnot-Prozeß bezogene Lieferungsgrad ist jedoch praktisch bedeutungslos (vgl. B IV).

Die Werte von q_{0th} für den Vergleichsprozeß IIIb findet man in den Tabellen 4 bis 6 im Anhang[1]). Der »normale« Lieferungsgrad λ_n wird auf die unter II. angegebenen praktischen Normaltemperaturen bezogen.

β) Der indizierte Wirkungsgrad η_i, der die Wirtschaftlichkeit kennzeichnet. Es ist

$$\eta_i = \frac{Q_0/N_i}{Q_{0th}/N_{ith}} = \frac{K}{K_{th}}.$$

dabei bedeutet $K = Q_0/N_i$ die beim Versuch unter den Garantiebedingungen (T, T_0, T_u) tatsächlich gemessene stündliche Brutto-Kälteleistung dividiert durch den indizierten Arbeitsverbrauch in PS oder kW und $K_{th} = Q_{0th}/N_{ith}$ die gleiche Größe für den theoretischen Vergleichsprozeß.

[1]) Siehe Bemerkung auf der vorigen Seite.

Q_{0th}/N_{ith} (und damit auch η_i) kann dabei entweder auf den Carnot-Prozeß (IIIa α) bezogen werden (η_{ic}) oder auf den Vergleichprozeß (IIIb α). Diese letzten Werte von Q_{0th}/N_{ith} findet man in den Tabellen 7 bis 9 des Anhangs.

Der »normale« indizierte Wirkungsgrad η_{in} wird auf die unter II angegebenen praktischen Normaltemperaturen bezogen.

γ) Außer den unter α) und β) angegebenen Wirkungsgraden kann für den Kompressor noch der mechanische Wirkungsgrad η_m bestimmt werden.

b) Für die Kühlanlage (äußeres Verhalten).

Man setzt hier in die Ausdrücke für λ (IVa α) und η_i (IV a β) nicht die Bruttokälteleistung, sondern nur die Nettokälteleistung (gemessen im Verdampfer, in der Sole oder in der Luft) unter den Garantiebedingungen (T_{we}, T_{wa} (oder G_w), T_s (oder T_l)), und bezieht ebenso die theoretischen Werte auf die unter III a β bzw. III b β angegebenen Temperaturen. Die Berechnung von λ_c ist auch hier praktisch bedeutungslos.

V. Messung der Kälteleistung.

a) Bei Solekühlung:

α) Durch den Solezirkulationsversuch im Beharrungszustand.

β) Durch Kondensation von Wasserdampf oder elektrische Heizung im Beharrungszustand.

γ) Durch den Abkühlungsversuch, der jedoch nur dann angewendet werden soll, wenn die Methoden α) oder β) nicht durchführbar sind.

δ) Durch eine Kombination der Methoden α) oder β) mit γ) als sog. Betriebsversuch sowie zur Verlangsamung eines Abkühlungsversuchs nach γ) bei kleinem Soleinhalt im Verdampfer.

Diese 4 Methoden liefern die Netto-Kälteleistung (äußeres Verhalten). Eine Kontrolle bietet die Wärmebilanz (vgl. Vc α).

b) Bei Eiserzeugern:

Durch den Eisleistungsversuch (Netto-Kälteleistung). Eine Kontrolle bietet die Wärmebilanz (vgl. Vc α).

c) Bei direkter Verdampfung und Tauchkondensator oder Doppelrohrkondensator.

α) Aus der Wärmebilanz $Q_0 = Q - \frac{1}{J} A_i$ durch Messung der im Kondensator abgeführten Wärmemenge Q (Erwärmung des Kühlwassers und Wärmeaustausch mit der Luft)[1]) und der indizierten Kompressorarbeit A_i (Brutto-Kälteleistung).

β) Bei Anlagen mit künstlichem Luftumlauf und Luftkühler: Aus dem Luftzirkulationsversuch im Beharrungszustand (Luftabkühlung und Trocknung) (Netto-Kälteleistung).

[1]) Besitzt der Kompressor einen wassergekühlten Zylindermantel, so ist die hier abgeführte Wärmemenge Q' zur Kondensatorleistung hinzuzufügen.

d) Bei direkter Verdampfung und Berieselungskondensator:

α) Bei Anlagen mit künstlichem Luftumlauf — nach der Methode c *β*).

β) Bei stiller Kühlung:

1. im Beharrungszustand durch gleichzeitige Heizung des gekühlten Raumes und Messung der Heizleistung (Kondensation von Wasserdampf, Verbrennung von Leuchtgas oder elektrisch);

2. aus der Abkühlung eines Raumes unter Berücksichtigung des Mauerwerkes und eingelagerten Kühlgutes sowie der Wärmeverluste durch die Isolierung.

Die Methoden *β* sind recht ungenau.

e) Der Vollständigkeit halber werden noch 2 Methoden genannt, die grundsätzlich in allen Fällen anwendbar wären, die aber zurzeit in der Praxis noch nicht genügend ausgeprobt sind.

α) Direkte Messung der umlaufenden Mengen der Kälteflüssigkeit[1]).

β) Berechnung der Kälteleistung aus den Abmessungen und dem Indikatordiagramm des Kompressors unter Annahme des Lieferungsgrades *λ* aus früheren Versuchen für ähnliche Bauarten[2]).

Die Anwendung einer dieser Methoden käme besonders in den Fällen d *β*) in Frage.

VI. Durchführung der Leistungsversuche.

a) Es steht dem Lieferanten frei, Vorversuche zu machen, die Anlage für die Hauptversuche (Abnahmeversuche) vorzubereiten und die Hauptversuche zu leiten.

b) Mit der Ausführung der Versuche sind nur solche Personen zu betrauen, welche die erforderliche Sachkenntnis und Übung besitzen.

c) Die Kompressoren müssen Indikatorstutzen besitzen. Abweichungen hiervon sind nur bei den kleinen Typen (bis etwa 10000 Normalkalorien (A II) pro Stunde) zulässig.

d) Im Versuchsbericht sind anzugeben:

Die Hauptabmessungen des Kompressors (Stichmaße), die Tourenzahl und die Größe des schädlichen Raumes. Bei der Größe der Kühlflächen der Wärmeaustauschapparate muß vermerkt werden, ob die innere, äußere oder mittlere Kühlfläche gemeint ist. Es ist ferner anzugeben, welcher Teil der Kühlfläche wirksam auftritt, d. h. von der Sole, vom Kühlwasser oder von der Luft wirklich bespült wird.

e) Die Angaben der Kaltdampfmanometer sind im Versuchsprotokoll in Grad C anzugeben. Außerdem ist der Barometerstand zu notieren. Bei kurzen Schwingungen des Zeigers am Manometer ist für die Ablesung nicht der mittlere Ausschlag, sondern die zeitweilige Ruhelage maßgebend. Die Manometer sind möglichst nahe vor und hinter dem Kompressor anzuschließen. Die statische Flüssigkeitssäule in den Manometerleitungen muß berücksichtigt werden.

f) Die Messung der Temperatur vor dem Regulierventil auf 0,5° genau und im Druckstutzen des Kompressors auf 1° genau ist stets erforderlich. Um die Messung zu ermöglichen, sind an den betreffenden Stellen Thermometerstutzen vorzusehen. Nach Möglichkeit ist auch die Temperatur im Saugstutzen des Kompressors (auf 0,5° genau) zu messen. Die Kühlwasser- und Soletemperaturen müssen an den Ein- und Austrittsstellen auf 0,1° genau gemessen werden können. Dasselbe gilt auch für die Ein- und Austrittstemperatur der Luft bei Luftkühlern.

VII. Garantien.

a) Die Garantien sind möglichst so abzufassen, daß deren Prüfung unter den darin vorausgesetzten Bedingungen möglich ist.

b) Gegenstand der Garantie bei einer Kältemaschinenanlage kann sein:

1. Die gesamte Kälteleistung Q_0 in kcal/h entweder bei t_0, t und t_u (inneres Verhalten, Brutto-Kälteleistung) oder bei t_s, t_{we} und t_{wa}[1]) (äußeres Verhalten, Netto-Kälteleistung).

   Garantien, die sich auf Temperaturintervalle beziehen, z. B. auf Soletemperaturen von t_{s1} bis t_{s2} sind grundsätzlich zu vermeiden.

   Aus Q_0 ergibt sich der garantierte Lieferungsgrad λ.

2. Bei Raumkühlung:

   Die Erreichung und Erhaltung bestimmter Lufttemperaturen und, wenn erforderlich, auch bestimmter Luftfeuchtigkeiten bei vorgeschriebener Isolierung und bestimmten Beschickungsverhältnissen.

3. Bei Eiserzeugung:

   Die Eisleistung in der garantierten Betriebszeit bzw. in 24 h und die Eisbeschaffenheit (Trübeis, Klareis, Kristalleis)[2]).

4. Bei mehreren Soleverdampfern oder Luftkühlern:

   Die Kälteleistung jedes einzelnen Apparates.

5. Der indizierte Arbeitsbedarf N_i des Kompressors in PS oder kW entweder bei t_0 und t oder bei t_s und t_{wa}. Statt t_{wa} kann man auch t_{we} und G_w festlegen. Aus 1. und 5. berechnet sich die spezifische Kälteleistung in kcal. pro PSh oder pro kWh.

   Daraus ergibt sich der garantierte indizierte Wirkungsgrad η_i.

---

[1]) Den ersten Versuch in dieser Richtung machte Dörfel, Diss. Dresden und Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Industrie 1908, Heft 1. Weitere Versuche sind zurzeit im Gange.

[2]) Vgl. hierzu Dr. G. Döderlein, Prüfung und Berechnung ausgeführter Ammoniak-Kompressions-Kältemaschinen an Hand des Indikatordiagramms. Verlag R. Oldenbourg, 2. Aufl., 1910.

[1]) Statt t_{wa} kann auch die stündliche Kühlwassermenge G_w gegeben sein.

[2]) Über die Benennungen und Begriffsbestimmungen der verschiedenen Eissorten vgl. Zeitschr. f. d. ges. Kälte-Industrie 1912, S. 219. Es heißt dort:

Kristalleis ist ein durchsichtiges, im wesentlichen klares Eis.
Klareis ist ein Eis, welches nicht mehr als bis zum dritten Teil trüb sein darf.
Trübeis ist ein Eis, welches trübe bzw. undurchsichtig ist.

6. Der gesamte Arbeitsbedarf der Kühlanlage mit allen Apparaten (Pumpen, Ventilatoren, Rührwerken usw.).
7. Die Leistungen (Förderungen) der einzelnen Apparate (Pumpen, Ventilatoren).

c) Alle Garantien gelten, wenn nicht ausdrücklich etwas anders verzeichnet ist, mit einer Toleranz von $\pm 5\%$, welche den Versuchsfehlern Rechnung trägt. Der Versuchsleiter muß sich in jedem Fall über den Genauigkeitsgrad der Messung im klaren sein. Bei zusammengesetzten Werten, z. B. der spezifischen Kälteleistung in kcal pro kWh darf von der Toleranz nur einmal Gebrauch gemacht werden.

d) Für Leistungsmessungen an Antriebsmaschinen, Dampfkesseln und Ventilatoren gelten die vom Verein deutscher Ingenieure und vom Verein Deutscher Maschinenbauanstalten aufgestellten Regeln (Normen).

e) Die Garantien für die Wirtschaftlichkeit des Lieferungsumfanges gelten unter Ausschluß von Zwischenwerten als erfüllt, wenn der zugehörige wirtschaftliche Gesamtwirkungsgrad der Anlage (z. B. Kälteleistung in Calorien pro kg verfeuerter Kohle) erreicht wird. Einzelgarantien von selbstständigem wirtschaftlichem Wert (wie z. B. die Kälteleistung in kcal/h für die gesamte Anlage oder für einen einzelnen Luftkühler, die Fördermenge einer Pumpe oder eines Ventilators) müssen immer erfüllt werden.

VIII. Umrechnung der gemessenen Werte auf Garantiebedingungen.

a) Die Umrechnung der gemessenen Werte von Q_0 und A_i (N_i) von den Versuchsbedingungen (t_0', t', t_s', t_w') auf die Garantiebedingungen (t_0, t, t_s, t_w) ist nur in engen Grenzen im Verhältnis der zugehörigen Werte des Vergleichprozesses (III.) zulässig, weil sich die Werte von λ und η_i (IV.) mit den äußeren Bedingungen stark verändern. Eine solche Umrechnung ist nur zulässig, wenn die genannten Temperaturen und die Temperaturdifferenzen ($t'-t_0'$) bzw. ($t_{wa}'-t_{sa}'$) beim Versuch von den in der Garantie angenommenen Werten um nicht mehr als $\pm 2^0$ abweichen. Nur die Temperatur vor dem Regulierventil und die Kühlwassereintrittstemperatur t_{we}[1]) dürfen stärkere Abweichungen aufweisen.

b) Zeigt eine der maßgebenden Temperaturen (z. B. t' bzw. t'_{wa} im Kondensator) beim Versuch eine größere Abweichung bis zu $\pm 10^0$, von dem in der Garantie angenommenen Wert, so muß die zweite maßgebende Temperatur (t'_0 bzw. t'_{sa} im Verdampfer) beim Versuch so gewählt werden, daß die Temperaturdifferenz $T'-T'_0$ bzw. $T'_{wa}-T'_{sa}$ oder das Temperaturverhältnis $\frac{T'}{T'_0}$ bzw. $\frac{T'_{wa}}{T'_{sa}}$ mit dem in der Garantie angenommenen Wert übereinstimmt. Der Versuch dient dann lediglich zur Bestimmung des Lieferungsgrades λ und des indizierten Wirkungsgrades η_i, welche bei dieser Wahl der Temperaturen erfahrungsgemäß[1]) die gleichen Werte besitzen, wie bei den Garantiebedingungen. Aus λ und η_i berechnet sich dann die tatsächliche Kälteleistung und der Leistungsverbrauch bei Garantiebedingungen unter Zuhilfenahme der entsprechenden theoretischen Werte (Tabellen 4 bis 9 im Anhang).

c) Lassen sich keine mit den Garantiebedingungen äquivalenten Versuchsbedingungen erreichen, und bleiben infolgedessen einseitige Abweichungen bestehen, dann müssen mehrere Leistungsversuche bei möglichst verschiedenen Werten von t' und t'_0 bzw. t'_{sa} und t'_{wa} durchgeführt und die Leistung bei Garantiebedingungen auf graphischem Wege durch Interpolation oder Extrapolation gefunden werden.

[1]) Abweichungen in t_{we} lassen sich durch Änderung der Wassermenge G_w so kompensieren, daß die vorgeschriebene Abweichung bei t_{wa} nicht überschritten wird.

B. Erläuterungen zu den Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen.

I. Allgemeine Bezeichnungen.

Die Wahl der Bezeichnungen erfolgte im Einklang mit den vom Ausschuß für Einheiten und Formelgrößen (AEF) gemachten Vorschlägen[1]).

Wärmemengen sind in Kilogrammkalorien anzugeben. Für Temperaturmessungen ist nur die Celsiusteilung zu verwenden. Es bedeutet T die Temperatur, gemessen vom absoluten Nullpunkt und t gemessen vom Schmelzpunkt des Eises. Es ist danach $T = t + 273^0$ C.

Die Wärmebilanz des Kältemaschinenprozesses lautet

$$Q = Q_0 + \frac{1}{J} A_i.$$

Die für die Wirtschaftlichkeit entscheidende Leistungsziffer ε ist definiert durch

$$\varepsilon = \frac{J\,Q_0}{A_i}.$$

Statt dessen rechnet man praktisch meist mit der Kälteleistung K pro PSh oder kWh.

$$K = 632\,\varepsilon \text{ in } \frac{\text{kcal}}{\text{PSh}} \text{ oder } K = 859\,\varepsilon \text{ in } \frac{\text{kcal}}{\text{kWh}}.$$

II. Festlegung praktischer Normaltemperaturen.

Es wird zwischen dem »inneren« und »äußeren« Verhalten der Kältemaschine unterschieden. Das »innere« Verhalten bezieht sich nur auf die Zustandsänderungen des Kaltdampfes innerhalb des geschlossenen Kreisprozesses, den dieser im Kompressor, Kondensator (mit oder ohne Nachkühler), Regulierventil und Verdampfer (mit oder ohne Flüssigkeitsabscheider) durchläuft. Das »äußere« Verhalten dagegen bezieht sich auf die Zustandsänderungen der umgebenden Medien und zwar des wärmeaufnehmenden Teils (Kühlwasser, Atmosphäre) und des wärmeabgebenden Teils (Sole, Süßwasser, Kühlhausluft).

Die Festlegung des Begriffs »Normaltemperaturen« ist nicht so zu verstehen, daß die Leistung jeder Kältemaschine auf diese Temperaturen zu beziehen und bei diesen Temperaturen nachzuweisen ist. Es soll vielmehr die Leistung jeder Kältemaschine bei denjenigen Temperaturen garantiert und untersucht werden, die dem jeweiligen Verwendungszweck entsprechen.

Die »Normaltemperaturen« haben nur die Bedeutung von »Prospekttemperaturen« zur Kennzeichnung der Größe des Kompressors.

[1]) Vgl. R. Plank, Zeitschr. f. d. ges Kälte-Industrie 1920, S. 111, und M. Hirsch, daselbst 1921, S. 8.

[2]) Vgl. z. B. Mitteilungen des Normenausschusses der Deutschen Industrie, Heft 11, Juni 1920 (Sonderheft), S. 311 bis 316. Auch als Sonderabdruck Nr. 104 erschienen. Außerdem Zeitschr. f. ges. Kälte-Industrie 1921, S. 1.

III. Vergleichsprozesse.

Als idealer Grenzprozeß hat der »Carnotsche Kreisprozeß« für gesättigte Dämpfe zu gelten. Er liefert die höchstmöglichen Werte für das die Wirtschaftlichkeit einer Kältemaschine kennzeichnende Verhältnis der erzeugten Kälteleistung zur verbrauchten Arbeit.

Der Prozeß ist im Entropie-Temperaturdiagramm Abb. 30 dargestellt und erscheint hier als Rechteck zwischen den Grenzkurven begrenzt von der unteren Isotherme *4* bis *1* (Verdampfer), der Kompressionsadiabate *1* bis *2* (Kompressor), der oberen Isotherme *2* bis *3* (Kondensator) und der Expansionsadiabate *3* bis *4* (Expansionszylinder).

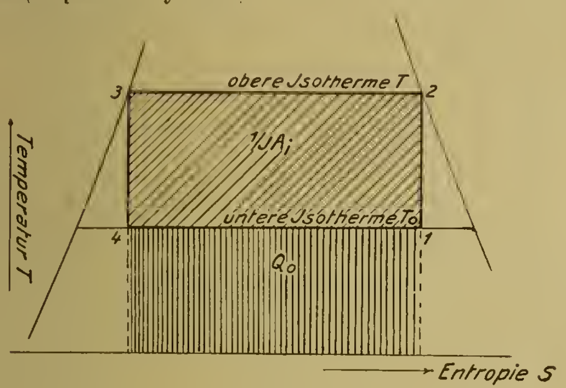


Abb. 30.

Dieser Carnotsche Kreisprozeß kann natürlich nur solange zum Vergleich herangezogen werden wie der Druck im Kondensator unterhalb des kritischen Druckes liegt, weil nur solange von einer »oberen Isotherme« gesprochen werden kann. Aber auch unterhalb des kritischen Druckes ist, wie wir im Abschnitt B IV sehen werden, der Carnotsche Kreisprozeß nur zur Kennzeichnung der wirtschaftlichen Leistungsziffer (η_i), nicht aber für die Beurteilung der volumetrischen Verhältnisse (λ) geeignet.

Der wirkliche Prozeß der modernen Kältemaschinen weicht in drei Punkten vom Carnotschen Kreis ab:

1. Die Kompressionsadiabate wird wegen der damit verbundenen Verringerung der thermischen Verluste in das Überhitzungsgebiet verlegt (trockener Kompressorgang) entsprechend der Linie *1' 2'* im Entropie-Temperaturdiagramm (Abb. 31).
2. Die Expansionsadiabate wird durch eine Drosselkurve *3'' 4'* in Abb. 31 ersetzt, wobei an die Stelle des Expansionszylinders ein einfaches Regulierventil tritt.
3. Das verflüssigte Kältemedium wird hinter dem Kondensator vor Eintritt in das Regulierventil so tief wie möglich unterkühlt (Linie *3' 3''* in Abb. 31).[1])

Man erhält auf diese Weise den in Abb. 31 dargestellten praktischen Vergleichsprozeß mit Regulierventil, Unterkühlung und adiabatischer Kompression trocken gesättigter Ansaugedämpfe. Neben diesem »praktischen« Vergleichsprozeß ist es zweckmäßig, den »theoretischen« Carnotschen Prozeß beizubehalten, weil er die äußerste erreichbare und für alle Kältemedien gleiche Grenze darstellt und weil es nicht ausgeschlossen ist, daß in Zukunft durch prinzipielle Verbesserungen eine weitere Annäherung erreicht werden könnte, als es im »praktischen Vergleichsprozeß« der Fall ist[2]). Der Carnotsche Kreisprozeß ist also besonders für den Vergleich verschiedener Systeme von Kompressionskältemaschinen untereinander geeignet.

Die beiden erläuterten Vergleichsprozesse werden in den »Regeln«

a) auf das innere Verhalten und
b) auf das äußere Verhalten

bezogen.

Die Bezugnahme auf das innere Verhalten ist dann am Platze, wenn der Kompressor für sich allein untersucht werden soll. Es werden durch das innere Verhalten nur die Eigenschaften des Kompressors, nicht aber die der Wärmeaustauschapparate gekennzeichnet. Die Bezugnahme auf das innere Verhalten muß erfolgen, wenn sich die Garantiezahlen auf Temperaturen des Kaltdampfes beziehen. Man muß sich aber bewußt sein, daß solche Garantiezahlen nicht die Güte der Anlage, sondern nur die des Kompressors kennzeichnen. Wertvoller sind daher stets Garantiezahlen, die sich auf Temperaturen des Kühlwassers, der Sole oder der kalten Luft beziehen. Dann müssen die Vergleichsprozesse auf das äußere Verhalten bezogen werden, und man bewertet die ganze Kühlanlage.

Die Beurteilung allein nach dem inneren Verhalten läßt zwar die Güte des Kompressors erkennen, jedoch nicht die Güte der Anlage. Auch die Kenntnis der Wirksamkeit der Kühlflächen des Kondensators und Verdampfers im einzelnen genügt noch nicht, um zwei Kühlanlagen in ihrer Gesamtwirkung zu vergleichen. Hierzu bedarf es des Zurückgehens auf das äußere Verhalten.

Auf Grund des entsprechenden Vergleichsprozesses soll die Höchstleistung einer Anlage ermittelt werden, die unter denselben äußeren Bedingungen wie die zu beurteilende arbeitet. Ist eine dieser Bedingungen, z. B. eine bestimmte Kühlwasserzulauf- und Ablauftemperatur, oder eine gewisse Temperaturdifferenz der zu- und abströmenden Sole, so kann als Vergleichsprozeß, genau genommen, nicht der Carnotsche Kreisprozeß in Frage kommen, bzw. der aus diesem abgeleitete Vergleichsprozeß mit Regulierventil und adiabatischer Kompression, sondern es muß der entsprechende Lorenzsche Kreisprozeß[1]) zugrunde gelegt werden, der bei gleichmäßiger Wärmeaufnahmefähigkeit der Wärmeträger einem Carnotschen Kreisprozeß gleichwertig ist, bei dem die mittlere Soletemperatur

$$T_{sm} = \frac{T_{se} - T_{sa}}{\ln T_{se} - \ln T_{sa}} = \sim \frac{T_{se} + T_{sa}}{2}$$

und die mittlere Kühlwassertemperatur

$$T_{wm} = \frac{T_{wa} - T_{we}}{\ln T_{wa} - \ln T_{we}} = \sim \frac{T_{wa} + T_{we}}{2}$$

ist.

Da man jedoch mit den normalen einstufigen Kompressionskältemaschinen der üblichen Bauart keine Möglichkeit hat, sich

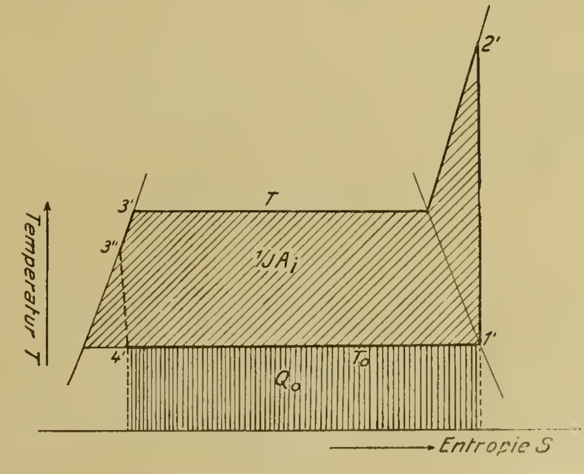


Abb. 31.

dieser Höchstleistung zu nähern, vielmehr äußerstenfalls den Carnot-Prozeß mit den tiefsten Soletemperaturen T_{sa} und den Kühlwasserablauftemperaturen T_{wa} anstreben kann, so ist man berechtigt, diesen als Vergleichsprozeß zugrunde zu legen. Denn es ist anderseits von Vorteil, den Vergleichsprozeß möglichst nahe an den wirklichen heranzubringen, damit die charakteristischen Unterschiede der einzelnen Anlagen in ihren Wirkungsgraden schärfer hervortreten.

Für die eindringendere Beurteilung komplizierterer, z. B. mehrstufiger Maschinen und Anlagen bleibt selbstverständlich der Lorenzsche Kreisprozeß bzw. der aus ihm abgeleitete Ver-

[1]) Die Linie *3' 3''* ist eine Zustandsänderung bei konstantem Druck. In genügender Entfernung vom kritischen Punkt (NH_3, SO_2) fällt diese Linie, wie in Abb. 31, mit der linken Grenzkurve praktisch zusammen. Für CO_2 dagegen weichen beide Linien nicht unerheblich von einander ab (vgl. hierzu die *i/s*-Tafel für CO_2 im Anhang).

[2]) Auf eine solche Möglichkeit deuten beispielsweise die immer wieder auftauchenden Versuche hin, bei Kohlensäure-Kältemaschinen den Expansionszylinder einzuführen.

[1]) H. Lorenz, Diss., München 1895, und »Beiträge zur Beurteilung der Kühlmaschinen«, Z. d. V. D. I. 1894.

gleichsprozeß mit Überhitzung und adiabatischer Kompression unentbehrlich, wenn man Teilwirkungsgrade ausschließen will, die größer als 1 sind, doch soll seine Anwendung als Vergleichsprozeß mit Rücksicht auf den Zweck der Normen nicht ausdrücklich verlangt werden.

Dasselbe gilt von der Berücksichtigung des Umstandes, daß bei gleichbleibender Kühlwassermenge, als festgehaltener äußerer Bedingung, die Ablauftemperatur dieses Kühlwassers in den Vergleichsprozessen nach Carnot oder Lorenz eine niedrigere ist, infolge der geringeren Kondensatorleistungen als bei der ausgeführten Maschine[1]).

Bei Verdampfern, die mit einem Rührwerk versehen sind, fällt übrigens die mittlere Soletemperatur praktisch mit der tiefsten Soleaustrittstemperatur zusammen.

IV. Wirkungsgrade.

Für die Messung der stündlichen Kälteleistung Q_0 ist das im folgenden Abschnitt B V Gesagte genau zu beobachten. Für die Messung des indizierten Arbeitsverbrauchs Ni des Kompressors sind die »Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren« aus dem Jahre 1912 (S. 31, Punkt 22) zu beachten[2]). Aus Q_0 und Ni berechnet sich die spezifische Kälteleistung

$$K = \frac{Q_0}{N_i}.$$

Der Lieferungsgrad λ des Kompressors ist nicht identisch mit dem aus dem Diagramm Abb. 32 zu ermittelnden volumetrischen Wirkungsgrad $\lambda' = \frac{v_1}{v}$; λ' trägt nur den Verlusten durch Rückexpansion aus dem schädlichen Raum und durch Drosselung, also den sog. sichtbaren Verlusten Rechnung. Dagegen sind in $\lambda < \lambda'$ noch die Verluste durch die Wandungswirkungen enthalten. Unter λ versteht man bei Kompressoren das Verhältnis der wirklich vom Kompressor angesaugten Gasmenge (im Zustande vor dem Saugventil) zu derjenigen Menge, die ein

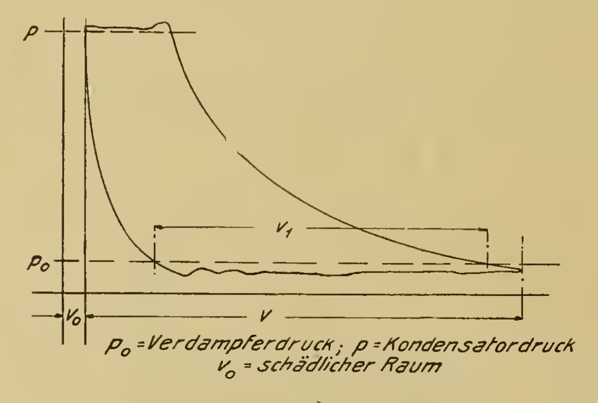


Abb. 32.

verlustloser Kompressor ansaugen würde. Bei Kältekompressoren setzen wir an die Stelle der angesaugten Kaltdampfmengen die ihnen proportionalen Kälteleistungen. Aus den Hauptabmessungen des Kompressors (Zylinderdurchmesser, Kolbenstangendurchmesser und Kolbenhub) und der beim Versuch beobachteten Umlaufzahl n ergibt sich das stündliche (geometrische) Hubvolumen $V \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$, wobei darauf zu achten ist, ob der Kompressor einfachwirkend oder doppeltwirkend ist. Daraus berechnet sich bei dem Versuch die Größe

$$q_0 = \frac{Q_0}{V} \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}.$$

Zum Vergleich mit diesem Wert wird bei den gleichen inneren oder äußeren Bedingungen der theoretische Wert q_{0th} herangezogen. Dieser berechnet sich aus den Dampftabellen 1 bis 3 des Anhangs wie folgt:

a) Für den Carnot-Prozeß nach Abb. 30

$$q_{0\,th} = \frac{r_0\,(x_1 - x_4)}{x_1\, v_0''} \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}$$

worin x_1 und x_4 den spezifischen Dampfgehalt in den Punkten 1 und 4, r_0 die Verdampfungswärme pro kg und v_0'' das spezifische Volumen des trocken gesättigten Dampfes in m³ pro kg bei der Temperatur T_0 bedeuten. Die Größen x_1 und x_4 berechnen sich aus den Entropiewerten s' und s'' der Punkte 3 und 2. Es wird

$$s' = s_3 = s_4 \quad \text{und} \quad s'' = s_2 = s_1,$$

also

$$s' = s_0' + x_4 \frac{r_0}{T_0} \qquad s'' = s_0' + x_1 \frac{r_0}{T_0}$$

$$x_4 = (s' - s_0') \frac{T_0}{r_0} \qquad x_1 = (s'' - s_0') \frac{T_0}{r_0}$$

und damit

$$q_{0\,th} = \left(\frac{s'' - s'}{s'' - s_0'}\right) \frac{r_0}{v_0''}.$$

Die Berechnung von q_{0th} für den Carnot-Prozeß bereitet also prinzipiell keinerlei Schwierigkeiten, indessen ist leicht einzusehen, daß dieser theoretische Wert in der Nähe des kritischen Punktes (also bei CO_2 in fast allen Fällen) sehr klein wird, so daß er den bei dem Versuch festgestellten in der Regel nicht erreicht, wenn beim Versuch, wie das bei CO_2 allgemein üblich ist, mit nahezu trocken gesättigtem Dampf im Saugstutzen gearbeitet wurde. Die Folge ist dann $\lambda_c > 1$ und der Lieferungsgrad verliert seinen praktischen Wert. Arbeitet der Kondensator gerade beim kritischen Druck, so wird sogar mit $s' = s''$ der Wert $q_{0th} = 0$ und damit $\lambda_c = \infty$. In großer Entfernung vom kritischen Punkt (für NH_3 und SO_2) wird allerdings stets $q_{0th} > q_0$ und damit $\lambda < 1$, aber in der Regel erhält man doch für den Vergleichsprozeß nach Abb. 31 größere Werte von q_{0th} und damit kleinere Werte von λ, also eine schärfere Beurteilung des volumetrischen Verhaltens. Infolgedessen kann die Berechnung von λ_c für den Carnot-Prozeß praktisch stets unterbleiben. Für die Wirtschaftlichkeit der Kältemaschine (η_i) bietet allerdings der Carnot-Prozeß das schärfste Kriterium. Er versagt hier nur oberhalb des kritischen Punktes.

b) Für den Vergleichsprozeß nach Abb. 31

$$q_{0th} = r_0 \frac{(1 - x_{4'})}{v_0''} = \frac{i_{1'} - i_{4'}}{v_0''},$$

wo i den Wärmeinhalt bedeutet. Da der Punkt *1'* auf der rechten Grenzkurve bei der Temperatur T_0 liegt, so ist $i_{1'} = i_0''$ aus den Dampftabellen 1 bis 3 direkt zu entnehmen. Die Drosselkurve *3'' 4'* hat im Anfangs- und Endpunkt den gleichen Wärmeinhalt, der dem Zustand auf der linken Grenzkurve bei der Unterkühlungstemperatur T_u entspricht, also $i_{4'} = i_u'$ und

$$q_{0th} = \frac{i_0'' - i_u'}{v_0''}.$$

Diese Werte sind in den Tabellen 4 bis 6 berechnet.

Die Berechnung des indizierten Wirkungsgrades η_i ergibt sich aus der beim Versuch gefundenen spezifischen Kälteleistung K und der theoretischen spezifischen Kälteleistung K_{th} bei den gleichen inneren oder äußeren Bedingungen.

Diese letztere berechnet sich wie folgt:

a) Für den Carnot-Prozeß nach Abb. 30.

$$K_{th} = 632 \frac{T_0}{T - T_0} \text{ in } \frac{\text{kcal}}{\text{PSh}}$$

oder

$$K_{th} = 859 \frac{T_0}{T - T_0} \text{ in } \frac{\text{kcal}}{\text{kWh}}.$$

b) Für den Vergleichsprozeß nach Abb. 31:

$$K_{th} = 632 \frac{i_0'' - i_u'}{\frac{1}{J} A_i} \text{ in } \frac{\text{kcal}}{\text{PSh}}.$$

Für die kWh ist an Stelle von 632 mit der Zahl 859 zu rechnen. A_i bedeutet die adiabatische Kompressorarbeit in mkg für 1 kg Kaltdampf. Für NH_3 und SO_2, bei denen der Prozeß weit vom kritischen Punkt entfernt verläuft, kann gesetzt werden

[1]) Vgl. M. Krause, Z. f. d. ges. Kälte-Industrie 1920, Heft 5.

[2]) Zu beziehen von der Geschäftsstelle des Vereins Deutscher Ingenieure, Berlin NW 7.

$$A_i = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} 10^4 p_0 v_0'' \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right],$$

wobei für NH_3 $\quad \varkappa = \frac{4}{3}, \quad \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} = 4$

und für SO_2 $\quad \varkappa = \frac{5}{4}, \quad \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} = 5$

gesetzt werden kann.

Für CO_2 ist wegen der Nähe des kritischen Punktes die Berechnung von A_i nach obiger Formel unzulässig. Hier empfiehlt sich die Ermittlung von A_i aus dem i/s-Diagramm von Mollier[1]) (s. Anhang).

Die Werte von K_{th} sind in den Tabellen 7 bis 9 berechnet.

Beispiele:

1. Ammoniakmaschine (inneres Verhalten).

Beim Versuch wurden durch Messung festgestellt

$$Q_0 = 105500 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}; \; N_i = 30{,}4 \text{ PS}$$

bei $t_0 = -10^0$, $t = +22{,}5^0$ und $t_u = +15^0$.

Q_0 ist hier die Brutto-Kälteleistung einschließlich der Verluste durch Wärmeeinstrahlung in den Verdampfer und die kalten Leitungen. Das stündliche Hubvolumen des Kompressors betrug beim Versuch $V = 211{,}8$ m³/h.

Man erhält

$$K = \frac{Q_0}{N_i} = \frac{105500}{30{,}4} = 3470 \frac{\text{kcal}}{\text{PSh}}$$

$$q_0 = \frac{Q_0}{V} = \frac{105500}{211{,}8} = 498 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}.$$

Für den Carnot-Prozeß nach Abb. 30 erhält man aus Tabelle 1

$s_0' = -0{,}0407 \qquad r_0 = 309{,}64$
$s' = +0{,}0881 \qquad v_0'' = 0{,}4184$
$s'' = +1{,}0392$

also

$$q_{0th} = \left(\frac{s'' - s'}{s'' - s_0'}\right) \frac{r_0}{v_0''} = \frac{0{,}9511}{1{,}0799} \cdot \frac{309{,}64}{0{,}4184} = 652 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}$$

und

$$K_{th} = 632 \frac{T_0}{T - T_0} = 632 \cdot \frac{263}{32{,}5} = 5115 \frac{\text{kcal}}{\text{PSh}}.$$

Daraus berechnet sich

$$\lambda_c = \frac{498}{652} = 0{,}764 \text{ oder } 76{,}4\,\%$$

und

$$\eta_{ic} = \frac{3470}{5115} = 0{,}679 \text{ oder } 67{,}9\,\%.$$

Für den Vergleichsprozeß nach Abb. 31 erhält man aus Tabelle 1

$i_0'' = 298\,67 \qquad p = 9{,}462$ at
$i_u' = 16{,}72 \qquad p_0 = 2{,}966$ „

und damit

$$q_{0th} = \frac{i_0'' - i_u'}{v_0''} = \frac{281{,}95}{0{,}4184} = 674 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3},$$

also größer als beim Carnot-Prozeß.

Ferner

$$A_i = 4 \cdot 10^4 \cdot 2{,}966 \cdot 0{,}4184 \left[\sqrt[4]{\frac{9{,}462}{2{,}966}} - 1\right] = 16\,700 \text{ mkg}$$

und

$$K_{th} = 632 \frac{i_0'' - i_u'}{\frac{1}{427} \cdot A_i} = 632 \cdot 427 \frac{281{,}95}{16\,700} = 4560 \frac{\text{kcal}}{\text{PSh}},$$

also kleiner als beim Carnot-Prozeß. Daraus berechnet sich

$$\lambda = \frac{498}{674} = 0{,}739 \text{ oder } 73{,}9\,\%$$

$$\eta_i = \frac{3470}{4560} = 0{,}761 \text{ oder } 76{,}1\,\%;$$

wie wir sehen, ist $\lambda < \lambda_c$, also liefert der Vergleichsprozeß nach Abb. 31 das schärfere Kriterium und λ_c wird überflüssig. Dagegen ist $\eta_{ic} < \eta_i$.

2. Ammoniakmaschine (äußeres Verhalten).

Bei dem gleichen Versuch, wie im ersten Beispiel, mögen die äußeren Verhältnisse wie folgt gemessen sein:

$$t_{we} = 12^0 \qquad t_{wa} = 18^0 \qquad t_{sa} = -5^0.$$

Die Netto-Kälteleistung in der Sole gemessen, also ohne Wärmeeinstrahlungsverluste, betrage 100 000 kcal/h. Dann wird

$$K = \frac{100\,000}{30{,}4} = 3290 \frac{\text{kcal}}{\text{PSh}}$$

und

$$q_0 = \frac{100\,000}{211{,}8} = 472 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}.$$

Für den Carnot-Prozeß wird jetzt

$$K_{th} = 632 \cdot \frac{T_{sa}}{T_{wa} - T_{sa}} = 632 \cdot \frac{268}{23} = 7360 \frac{\text{kcal}}{\text{PSh}},$$

also

$$\eta_{ic} = \frac{3290}{7360} = 0{,}447 \text{ oder } 44{,}7\,\%.$$

gegen $\eta_{ic} = 67{,}9\%$, bezogen auf das innere Verhalten. Von den Verlusten (55,3%) entfallen also 32,1% auf den Kompressor und 23,2% auf die Wärmeaustauschapparate.

Für den Vergleichsprozeß nach Abb. 31 wird

$i_0'' = 300{,}14$ (bei $t_{sa} = -5^0$)
$i_u' = 13{,}35$ (bei $t_{we} = 12^0$)
$p = 8{,}196$ (bei $t_{wa} = 18^0$)
$p_0 = 3{,}619$ (bei $t_{sa} = -5^0$)
$v_0'' = 0{,}3469$ (bei $t_{sa} = -5^0$)

$$q_{0th} = \frac{i_0'' - i_u'}{v_0''} = \frac{286{,}79}{0{,}3469} = 826 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}$$

$$A_i = 4 \cdot 10^4 \cdot 3{,}619 \cdot 0{,}3469 \left[\sqrt[4]{\frac{8{,}196}{3{,}619}} - 1\right] = 11\,400 \text{ mkg}$$

$$K_{th} = 632 \frac{i_0'' - i_u'}{\frac{1}{427} A_i} = 270\,000 \cdot \frac{286{,}79}{11\,400} = 6790 \frac{\text{kcal}}{\text{PSh}}.$$

Daraus berechnet sich

$$\lambda = \frac{472}{826} = 0{,}571 \text{ oder } 57{,}1\,\%$$

(gegen 73,9 % beim inneren Verhalten),

$$\eta_i = \frac{3290}{6790} = 0{,}485 \text{ oder } 48{,}5\,\%$$

(gegen 76,1 % beim inneren Verhalten).

3. Kohlensäuremaschine (inneres Verhalten).

Gemessen $Q_0 = 41\,800$ kcal/h (Bruttoleistung). $N_i = 18{,}1$ kW bei $t_0 = -15{,}0^0$; $t = 27{,}5^0$ und $t_u = +20^0$.

$$V = 22{,}2 \text{ m}^3/\text{h}.$$

Man erhält

$$K = \frac{Q_0}{N_i} = 2310 \frac{\text{kcal}}{\text{kWh}}$$

$$q_0 = \frac{Q_0}{V} = 1883 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}.$$

Carnot-Prozeß. Aus Tabelle 3

$s_0' = -0{,}0304 \qquad r_0 = 64{,}45$
$s' = +0{,}0687 \qquad v_0'' = 0{,}01646$
$s'' = +0{,}1471$

$$q_{0th} = \frac{(s'' - s')}{(s'' - s_0')} \frac{r_0}{v_0''} = 1730 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}$$

$$K_{th} = 859 \frac{T_0}{T - T_0} = 859 \frac{258}{42{,}5} = 5215 \frac{\text{kcal}}{\text{kWh}},$$

daraus berechnet sich

$$\lambda_c = \frac{1883}{1730} = 1{,}089 \text{ oder } 108{,}9\,\% \; (!)$$

$$\eta_{ic} = \frac{2310}{5215} = 0{,}443 \text{ oder } 44{,}3\,\%.$$

[1]) Das neueste i/s-Diagramm für CO_2 stammt von Langen, Z. f. d. ges. Kälte-Industrie 1921, S. 7. Mehrere Werte von $\frac{1}{J} A_i$ sind im Taschenbuch Hütte I, 22. Aufl., S. 432, wiedergegeben.

Vergleichsprozeß nach Abb. 31. Aus Tabelle 3

$$i_0'' = 55{,}93 \qquad i_u' = 13{,}72$$

$$q_{0th} = \frac{i_0'' - i_u'}{v_0''} = 2565 \, \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}.$$

Aus dem i/s-Diagramm (s. Anhang) erhält man

$$\frac{1}{427} A_i = 10{,}9 \text{ kcal}$$

und damit

$$K_{th} = 859 \, \frac{i_0'' - i_u'}{\frac{1}{427} A_i} = 3330 \, \frac{\text{kcal}}{\text{kWh}}.$$

Daraus berechnet sich

$$\lambda = \frac{1883}{2565} = 0{,}734 \text{ oder } 73{,}4\,\%$$

$$\eta_i = \frac{2310}{3330} = 0{,}694 \text{ oder } 69{,}4\,\%.$$

Bei diesem Beispiel wird nicht nur $\lambda_c > \lambda$ sondern sogar $\lambda_c > 1$, weil beim Carnot-Prozeß der Wert q_{0th} kleiner ist als der gemessene. Die Berechnung von λ_c hat hier gar keinen Wert. Dagegen sehen wir deutlich, daß ökonomisch der Carnot-Prozeß wesentlich günstiger ist als der Vergleichsprozeß nach Abb. 31 ($\eta_{ic} < \eta_i$).

Für den mechanischen Wirkungsgrad η_m des Kompressors gelten sinngemäß die Ausführungen in den »Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren, 1912« auf den Seiten 27 bis 29 und 79 ff.

V. Messung der Kälteleistung.

a) Bei Solekühlung.

α) Beim Solezirkulationsversuch kommt es in erster Linie auf eine genaue Messung der Soletemperaturen beim Eintritt und Austritt aus dem Verdampfer und der umlaufenden Solemenge an. Für die Temperaturmessung müssen genau geeichte und miteinander verglichene Thermometer mit Zehntelgradeinteilung verwendet werden. Die Temperaturen müssen unmittelbar vor dem Eintritt der Sole in den Verdampfer und hinter dem Austritt aus dem Verdampfer gemessen werden.

Die Messung der umlaufenden Solemenge erfolgt am genauesten durch Wägung oder Auffüllung von Gefäßen von bekanntem Inhalt. Man bedient sich zweckmäßig zweier Gefäße, die durch einen Dreiweghahn oder Schwenkarm nacheinander gefüllt werden. Bei mittleren und größeren Anlagen versagt jedoch diese Methode, weil die Gefäße zu groß werden und schwer unterzubringen sind. Man bedient sich dann eines kleineren über dem Verdampfer aufgestellten Gefäßes, in dessen Boden oder Seitenwand eine oder mehrere scharfkantige Öffnungen nach Abb. 33 eingesetzt sind (sog. Ponceletmündungen). Beim Durchtritt durch diese Öffnungen erleidet der Strahl eine Kontraktion. Bedeutet $f = \frac{\pi d^2}{4}$ den Querschnitt der Öffnung in m², H in m die Höhe der Flüssigkeit im Meßgefäß, gerechnet vom oberen Spiegel bis zur Mündung (bei seitlicher Anordnung — bis Mitte Mündung), γ das spezifische Gewicht in kg/m³ und μ den Ausflußkoeffizienten, so ist das stündlich durch die Öffnung hindurchtretende Flüssigkeitsgewicht

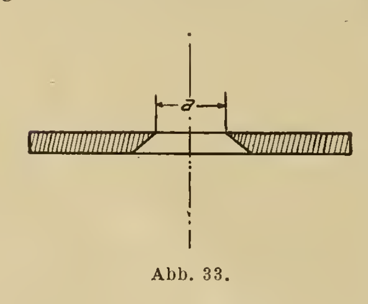


Abb. 33.

$$G = 3600 \, \mu \gamma f \sqrt{2 g H} \, \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

wobei $g = 9{,}81$ m/sec² die Beschleunigung der Schwere bedeutet.

Diese Methode kann sowohl zur Bestimmung der umlaufenden Solemenge G_s wie auch zur Messung von Wassermengen G_w (z. B. für das Kondensator- oder Zylinderkühlwasser) verwendet werden. Die Anwendung der Methode setzt die Kenntnis der Werte von μ für Wasser und Salzlösungen voraus. Wie der Versuch lehrt, ist der Ausflußkoeffizient μ nicht nur vom Durchmesser d der Öffnung und vom Flüssigkeitsstand H im Meßgefäß, sondern auch noch von der Zähigkeit und damit von der Temperatur und Dichte der umlaufenden Flüssigkeit etwas abhängig. Die genauesten Versuche für Wasser und Kochsalzlösungen stammen von A. Schneider[1]). Für Chlormagnesium und Chlorkalziumlösungen liegen noch keine Messungen vor[2]), so daß bei diesen Lösungen vorläufig mit den gleichen Werten wie bei Kochsalzlösungen (für gleiche Dichte und Temperatur) gerechnet werden muß.

In Tabelle 13 des Anhangs sind die interpolierten und etwas ausgeglichenen Werte von Schneider für reines Wasser ($\gamma = 1{,}000 \, \frac{\text{kg}}{\text{l}}$) von 0° enthalten, die mit $\overset{1}{\mu_0}$ bezeichnet werden. Für eine Salzlösung mit einem spezifischen Gewicht γ in $\frac{\text{kg}}{\text{l}}$ und bei einer Temperatur t ergibt sich aus den Versuchen von Schneider annähernd

$$\overset{\gamma}{\mu_t} = \overset{1}{\mu_0} + \frac{0{,}2}{d}\left(\gamma - 1 - \frac{t}{100}\right),$$

wobei d in mm einzusetzen ist. Man erhält z. B. für $d = 20$ mm, $H = 300$ mm, $\gamma = 1{,}10$ kg/l, $t = -10°$ C aus der Tabelle 13, $\overset{1}{\mu_0} = 0{,}613$ und

$$\overset{\gamma}{\mu_t} = 0{,}613 + \frac{0{,}2}{20}\,(1{,}10 - 1{,}00 + 0{,}10) = 0{,}613 + 0{,}002 = 0{,}615.$$

Um an der Stelle des Meßgefäßes, an welcher die Flüssigkeitshöhe gemessen wird, einen ruhigen Spiegel zu erhalten, empfiehlt sich der Einbau von Scheidewänden, die nicht ganz bis zum Boden des Meßgefäßes reichen und infolgedessen eine völlig ungehinderte Kommunikation der einzelnen Teile des Meßgefäßes zulassen. Wirbelbildungen im Gefäß besonders an den Ausflußöffnungen sind ängstlich zu vermeiden. Bei niedrigem Flüssigkeitsstand treten an den Ausflußöffnungen leicht Trichterbildungen auf; um solche zu vermeiden, muß der Flüssigkeitsstand $H \geqq 5d$ gewählt werden, mindestens aber 100 mm betragen. Kleinere Höhen beeinflussen die Versuchsgenauigkeit in unzulässiger Weise.

Da die Mündungen nicht genau kreisrund sind, ist der Durchmesser in drei zueinander um 120° geneigten Richtungen zu messen. Der (mittlere) Mündungsdurchmesser muß sehr genau bestimmt werden, und zwar bei Mündungen unterhalb 20 mm Durchm. auf 1 Hundertstel mm genau und darüber hinaus auf 1 Zehntel mm genau. Es empfiehlt sich, die Mündungen in einer amtlichen Stelle (z. B. in der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt) eichen und den festgestellten Durchmesser einschlagen zu lassen. Die scharfkantige Öffnung muß fehlerlos gebohrt sein und darf keine Risse oder Zacken aufweisen, wovon man sich durch Beobachtung unter dem Mikroskop überzeugen soll.

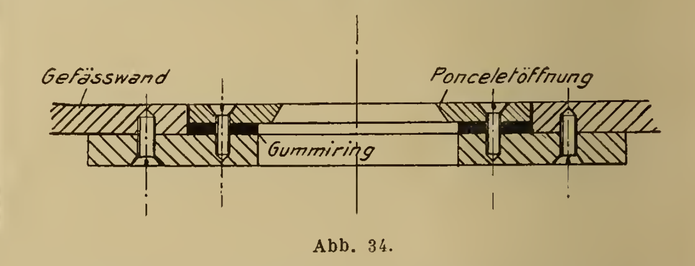


Abb. 34.

Der Einbau der Mündung in das Meßgefäß muß im Boden oder in der Seitenwand so erfolgen, daß die Flüssigkeit der Mündung von allen Seiten ungehindert zuströmen und der Strahl frei austreten kann. Die Abb. 34 und 35 veranschaulichen den zweckmäßigen Einbau in ein Holz- oder Blechgefäß.

Der Abstand der Mündungsmitte von einer zur Mündungsebene senkrechten Wand soll nicht weniger als das Vierfache des Mündungsdurchmessers, mindestens aber 100 mm betragen. Bei der Anordnung mehrerer Mündungen soll der Abstand von Mitte zu Mitte Mündung nicht weniger als das Sechsfache, besser das Achtfache des größten Mündungsdurchmessers, mindestens aber 150 mm betragen.

---

[1]) A. Schneider, Mitteilungen über Forschungsarbeiten des V. d. I., Heft 213, 1919.

[2]) Derartige Versuche werden zurzeit durchgeführt.

Aus der stündlich umlaufenden Solemenge G_s ergibt sich die stündliche Netto-Kälteleistung

$$Q_0 = G_s\, c_s\, (t_{se} - t_{sa})\ \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

wobei c_s die spezifische Wärme der Sole bedeutet. In den Tabellen 10 bis 12 des Anhanges sind für NaCl, $MgCl_2$ und $CaCl_2$ zu den spezifischen Gewichten (bei + 15° C) die Beaumé-Grade, Salzgehalte, Gefrierpunkte und spezifischen Wärmen wiedergegeben[1]).

Die Temperaturdifferenz $t_{se} - t_{sa}$ muß mindestens 3° C betragen.

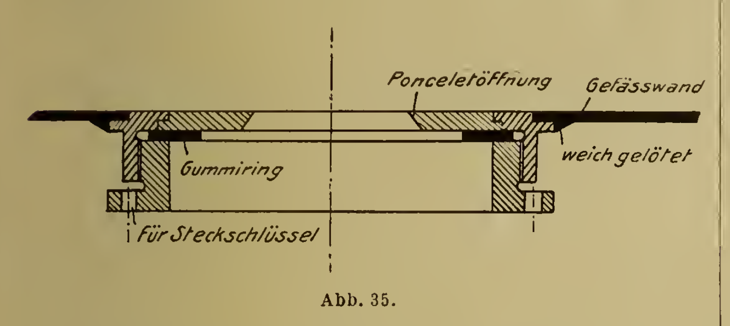


Abb. 35.

Nach Erreichung des angenäherten Beharrungszustandes und nach Beginn der Beobachtungen muß die erste halbe Stunde für die Bewertung ausgeschaltet und als Einlaufzeit angesehen werden. Der Versuch hat sich dann mindestens auf 1 h zu erstrecken, wobei größere Temperaturschwankungen an keiner Stelle, weder im Kaltdampf noch in der Sole oder im Kühlwasser, vorkommen dürfen. Am Schluß des Versuches müssen alle Temperaturen möglichst genau mit den Anfangstemperaturen übereinstimmen. Diese Forderung muß hinsichtlich der tiefsten Soletemperaturen t_{sa} besonders streng erfüllt sein. Läßt sich hier eine Abweichung um $\pm \triangle\, t_{sa}$ nicht vermeiden, so ist aus dem errechneten Wasserwert aller dieser Temperaturänderung unterworfenen Teile das entsprechende Korrektionsglied $\pm \triangle Q_0$ zur gefundenen Kälteleistung Q_0 hinzuzufügen. Handelt es sich um sehr geringe Temperaturdifferenzen, so braucht der Wasserwert nur angenähert berechnet zu werden. Treten dagegen große Temperaturdifferenzen auf, wie sich solche z. B. bei der Methode V a δ) S. 58 einstellen, so muß der Wasserwert sehr genau ermittelt werden (s. weiter unter γ).

Es empfiehlt sich, während des Versuches die wichtigsten Temperaturen auf Millimeterpapier über der Zeit graphisch aufzutragen. Man erhält dadurch eine dauernde Kontrolle über den Beharrungszustand und kann bei eintretenden Störungen deren Ursachen sofort beseitigen.

Bei gutem Beharrungszustand genügt es, die erforderlichen Ablesungen in Zeitabständen von 5 Minuten zu machen und alle 10 Minuten Indikatordiagramme zu entnehmen.

β) Bei der Messung der Kälteleistung durch Kondensation von Wasserdampf und Wägung des Kondensats ist es vor allem wichtig, den Zustand des Wasserdampfes beim Eintritt in die Heizspirale genau zu kennen. Zu dem Zwecke ist in die Dampfzuleitung ein Wasserabscheider (Kondenstopf) einzubauen und so einzustellen, daß er beim Versuch nicht nur alles Wasser der Dampfzuführungsleitung, sondern auch reichlich Dampf ins Freie läßt. Außerdem ist der Dampf in der Zuführungsleitung hinter dem Wasserabscheider durch Leuchtgasflammen (oder auf andere Weise) zu überhitzen, weil sein Zustand erst dann mit voller Sicherheit angegeben werden kann. Bei hochgespanntem Dampf kann man eine schwache Überhitzung auch durch Drosselung erreichen.

Die Oberfläche der Spirale, die mit ständigem Gefälle zu verlegen ist, um die Bildung von Wassersäcken und damit die Einfriergefahr zu vermeiden, ist so groß zu bemessen, daß das Kondensat mit einer Temperatur von mindestens 10° und höchstens 60° abfließt. Sinkt die Temperatur unter 10°, so ist mit der Gefahr des Einfrierens zu rechnen, steigt sie über 60°, so beeinträchtigt starke Verdunstung die Genauigkeit der Messung.

[1]) Vgl. Altenkirch, Z. f. d. ges. Kälte-Industrie 1918, S. 87; 1919, S. 49 u. 77 und Koch, daselbst Märzheft 1922.

Nach Erreichung des Beharrungszustandes fällt die erste halbe Stunde für die Bewertung aus. Der Versuch hat sich dann mindestens auf 1 h zu erstrecken, wobei die Ablesungen alle 5 min, die Indizierungen alle 10 min und die Wägungen des Kondensats alle 15 min oder häufiger zu erfolgen haben und die wichtigsten Größen gleich beim Versuch über der Zeit graphisch aufzutragen sind, um den Beharrungszustand zu kontrollieren.

Ist G_c das stündliche Gewicht des Kondensats, i der Wärmeinhalt des Dampfes beim Eintritt in die Spirale und $i' = t'$ der Wärmeinhalt bzw. die Temperatur des Kondensats beim Austritt aus der Spirale, so ist die stündliche Netto-Kälteleistung

$$Q_0 = G_c\,(i - t')\,\frac{\text{kcal}}{\text{h}}.$$

Bei der Messung der Kälteleistung durch elektrische Heizung beobachtet man bei Gleichstrom die Spannung E und die Stromstärke I mit Hilfe genauer Volt- und Amperemeter. Die Netto-Kälteleistung ist dann

$$Q_0 = 0{,}859\, I\, E\,\frac{\text{kcal}}{\text{h}}.$$

Bei Wechselstrom wird die elektrische Leistung am besten durch ein Wattmeter gemessen, um die Unsicherheit des Leistungsfaktors ($\cos \varphi$) auszuschalten.

γ) Der Abkühlungsversuch ist zwar an jeder Kühlanlage, die einen Sole- oder Süßwasserbehälter besitzt, am leichtesten durchzuführen, doch ist er nicht so genau, wie ein Versuch im Beharrungszustand. Seine Anwendung kann daher nur in solchen Fällen zugelassen werden, in denen sich ein Versuch im Beharrungszustand nach den Methoden a α) oder a β), S. 58. nicht durchführen läßt, oder wenn sich der Aufbau einer solchen Versuchseinrichtung bei kleinen Anlagen mit einer Kälteleistung von weniger als 10000 kcal/h nicht lohnt. Der Abkühlungsversuch ist besonders dann am Platze, wenn es sich um eine schnelle aber nicht sehr genaue Bestimmung handelt (z. B. bei Vorversuchen oder bei Betriebskontrollen und nur ausnahmsweise bei Abnahmeversuchen).

Beim Beginn des Abkühlungsversuches muß die Temperatur der Sole im Verdampfer mindestens um 5° höher sein als die der Garantie zugrunde liegende bzw. bei normalem Betriebe gebrauchte Soletemperatur. Das wird entweder durch eine entsprechende Betriebspause oder nötigenfalls durch Anheizen erreicht. Während des Versuches müssen alle Solezu- und Ableitungen am Verdampfer dicht geschlossen sein, und es muß das Rührwerk in Bewegung bleiben, um die Temperatur an allen Stellen möglichst gleichmäßig zu halten. Trotzdem empfiehlt es sich, die Soletemperatur an mehreren Stellen zu messen und Mittelwerte zu bilden, die gleich beim Versuch über der Zeit graphisch aufzutragen sind. Im gleichen Schaubild trägt man zweckmäßig auch den Verlauf der Verdampfungstemperatur t_0 auf. Die Kurve für die Soletemperatur muß einen ganz stetigen Verlauf zeigen, und zwar fällt die Temperatur zuerst schneller und dann immer langsamer ab. Der Abkühlungsversuch wird, wenn möglich, solange fortgesetzt, bis die Soletemperatur 5° tiefer abgekühlt ist als den Garantiebedingungen entspricht. Es ist jedoch darauf zu achten, daß hierbei der Gefrierpunkt der Sole bei der jeweils vor dem Versuch festzustellenden Dichte nicht erreicht wird. (Benutzung der Tabellen 10 bis 12 des Anhangs.)

Für die Temperaturmessung verwendet man Thermometer mit Zehntelgradeinteilung. Je langsamer die Abkühlung erfolgt, um so genauer ist das Resultat. Die Häufigkeit der Ablesungen richtet sich nach der Abkühlungsgeschwindigkeit, der Zeitraum zwischen zwei aufeinander folgenden Ablesungen soll nicht größer sein als der Abkühlung um 1° bei der garantierten Soletemperatur entspricht. Sinkt dieser Zeitraum (z. B. bei kleinem Soleinhalt des Verdampfers) unter 2 min, so ist eine künstliche Verlangsamung also die Anwendung der Methode a δ), S. 58, am Platze. Die stündliche Abkühlung $\Delta\, t$ bestimmt man nicht aus dem ganzen Verlauf der Abkühlungskurve, sondern nur für die der Garantie entsprechenden Temperatur (durch graphische Differentiation oder, genau genug, durch Differenzenbildung[1]).

[1]) Durch einen anschließenden Erwärmungsversuch kann man die Wärmeeinstrahlung in den Verdampfer bei der vorhandenen Raumtemperatur leicht und ziemlich genau bestimmen.

Ist w der Wasserwert des Verdampfers, so wird die stündliche Netto-Kälteleistung

$$Q_0 = w \cdot \Delta t \frac{\text{kcal}}{\text{h}}.$$

Bei der Bestimmung des Wasserwertes sind die Eisenmassen des Verdampfergefäßes möglichst genau zu berücksichtigen, dagegen ist die Isolierung nicht mitzurechnen. Bei der Berechnung des Soleinhaltes ist die Verdrängung durch eingetauchte Hohlkörper (z. B. die Verdampferschlangen) zu berücksichtigen, dagegen kann die Verdrängung durch eiserne Vollkörper (Rührwerksteile, Schellen, Träger u. dgl.) unter gleichzeitiger Vernachlässigung der entsprechenden Eisenmassen außer acht bleiben, weil die spezifischen Wärmen, bezogen auf die Volumeneinheit, bei Eisen und konzentrierten Salzlösungen beinahe die gleichen sind.

δ) Eine Kombination der vorerwähnten Methoden α) oder β) mit γ) wird dann erforderlich, wenn der normale Betrieb einer Kühlanlage durch die Abnahmeversuche nicht unterbrochen werden darf. Man muß dabei auf eine große Genauigkeit der Ergebnisse im allgemeinen verzichten. Die größte Fehlerquelle liegt in der Bestimmung des Wasserwertes, wenn zu dem Verdampfer noch lange Leitungsnetze, Apparate und Mauerwerke hinzutreten. Sinngemäß sind auch hier die bei den vorerwähnten Methoden genannten Richtlinien zu beachten.

b) Für die Messung der Eiserzeugung ist die Versuchsdauer mindestens so lange auszudehnen, bis sämtliche Zellen einmal durchgefroren sind. Auf die Einhaltung des Beharrungszustandes muß streng geachtet werden. Nach Erreichung des Beharrungszustandes und nach Beginn der Ablesungen muß die erste Stunde für die Bewertung ausgeschaltet werden. Die Entnahme des erzeugten Eises nach vollständigem Durchfrieren des Zelleninhaltes und die Wiedereinfüllung der Zellen mit Wasser muß in gleichmäßigen Zeitabschnitten derart erfolgen, daß die Soletemperatur im Eiserzeuger weder steigt noch sinkt. Ganz besonders ist darauf zu achten, daß beim Schluß des Versuches die Temperatur der Sole mit deren Anfangstemperatur genau übereinstimmt.

c) Bei direkter Verdampfung können die in Abschnitt a) genannten Methoden nicht mehr angewendet werden, und man muß sich dann mit einem geringeren Genauigkeitsgrad begnügen.

α) Besitzt die Anlage einen Tauch- oder Doppelrohrkondensator, bei dem sich die Kondensatorleitung Q bequem bestimmen läßt, und indiziert man gleichzeitig den Kompressor, so kann man die Brutto-Kälteleistung (inneres Verhalten) ziemlich genau aus der Wärmebilanz bestimmen. Die Bestimmung von Q erfolgt aus der Messung der stündlich durch den Kondensator fließenden Kühlwassermenge $G_w \frac{\text{kg}}{\text{h}}$ entweder mit Hilfe eines eingebauten Wassermessers oder, wie beim Solezirkulationsversuch, durch Einschaltung eines Meßgefäßes mit einer Poncelet-Mündung unter Benutzung der Werte der Tabelle 13 im Anhang. Gleichzeitig beobachtet man die Kühlwassertemperaturen t_{we} und t_{wa} beim Eintritt und Austritt mit genauen miteinander verglichenen Thermometern in Zehntelgradeinteilung. Es wird dann

$$Q = G_w (t_{wa} - t_{we}) \frac{\text{kcal}}{\text{h}}.$$

Bei Doppelrohrkondensatoren, in denen das Kältemedium den äußeren Ringraum durchströmt, kann man noch eine Korrektur anbringen, die dem Wärmeaustausch mit der umgebenden Luft Rechnung trägt. Dieses Korrektionsglied wird aber recht unsicher, da man die Temperaturverteilung im Kondensator nicht kennt und auch den Wärmeübergangskoeffizienten nur schätzungsweise mit

$$\alpha = 6 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, {}^0\text{C}, \text{h}}$$

angeben kann.

Besitzt der Kompressor einen Kühlmantel um den Zylinder und die Stopfbüchse, durch den stündlich G_w' kg Wasser fließen, die sich von t_{we}' auf t_{wa}' erwärmen, so ist zur Kondensatorleistung noch der Betrag

$$Q' = G_w' (t_{wa}' - t_{we}') \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

hinzuzufügen.

Schließlich läßt sich auch noch die Wärmeabgabe Q_d der Druckleitung (durch Messung der Temperatur t' im Druckstutzen und t'' vor dem Kondensator) und die Wärmeaufnahme der Saugleitung Q_s annähernd bestimmen[1]). Ist N_i die recht genau bestimmbare indizierte Kompressorleistung in PS oder kW, so lautet die genaue Wärmebilanz

$$Q_0 + Q_s = Q + Q' + Q_d - \frac{632}{859}\!\!\overset{}{\underset{}{\text{oder}}}\, N_i.$$

β) Beim Luftzirkulationsversuch, der sich immer durchführen läßt, wenn die Kühlanlage einen besonderen Luftkühler mit Ventilator besitzt, kommt es darauf an, die zirkulierende Luftmenge sowie deren Temperatur und relative Feuchtigkeit vor und hinter dem Luftkühler möglichst genau zu messen. Außerdem muß darauf geachtet werden, daß der Beharrungszustand beim Versuch möglichst gut eingehalten wird. Die mittlere Lufttemperatur muß beim Beginn und beim Ende des Versuchs genau übereinstimmen. Lassen sich Temperaturänderungen nicht vermeiden, so muß unter Berücksichtigung des Wasserwertes aller von dieser Temperaturänderung betroffenen Teile eine Korrektur wie bei der Methode V a α), S. 65, angebracht werden.

Die Lufttemperaturen t_{le} und t_{la} beim Eintritt und Austritt sind möglichst nahe am Luftkühler mit genauen miteinander verglichenen Thermometern mit Zehntelgradeinteilung zu messen.

Das stündlich zirkulierende Luftvolumen V_l in m³ bestimmt man nach einer der in Abschnitt 24, S. 13, der »Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren«[2]) genannten Methoden. In den hölzernen Kanälen der Luftkühlanlagen erweist es sich am bequemsten, das zirkulierende Luftvolumen durch netzweise Messung der Geschwindigkeit mit Hilfe von Flügelanemometern zu bestimmen. Die Messung erfolgt am besten in einem geraden Stück des Hauptsaugkanals, weil dort die Strömung am geregeltesten verläuft. Es ist darauf zu achten, daß hinter der Meßstelle keine Hilfskanäle mehr einmünden und daß wirklich die ganze vom Ventilator angesaugte Luftmenge durch die Meßstelle hindurchgeht.

Die der Luftabkühlung entsprechende Kälteleistung Q_0' berechnet sich dann aus

$$Q_0' = V_l C_p (t_{le} - t_{la}) \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

wobei $C_p = 0{,}31$ die spezifische Wärme von 1 m³ Luft bei 0° und 760 mm Hg bedeutet. Weicht die Temperatur t_m und der Druck p_m (in mm Hg) an der Meßstelle von V_l merklich von 0° und 760 mm ab, so rechnet man mit $C_p = 0{,}31 \frac{273}{T_m} \frac{p_m}{760}$.

Zu den Werten Q_0' tritt ferner noch der Teil Q_0'' hinzu, welcher der Lufttrocknung im Luftkühler entspricht.

Zur Bestimmung von Q_0'' muß die relative Feuchtigkeit der Luft f_e und f_a beim Eintritt und Austritt also bei den Temperaturen t_{le} und t_{la} gemessen werden. Die Messung erfolgt mit Hilfe von Psychrometern, d. h. es wird in den Luftstrom neben den trockenen Thermometern je ein feuchtes Thermometer eingebracht, welches die Temperatur t_{le}' bzw. t_{la}' anzeigt. Bezeichnen wir mit p_s bzw. p_s' die Spannkraft des gesättigten Wasserdampfs bei der Temperatur t_l bzw. t_l', so wird die relative Feuchtigkeit in Prozenten

$$f = 100 \frac{p_s' - \frac{1}{2}(t_l - t_l')}{p_s} \,\%$$

[1]) Für die Berechnung von Q_d braucht man außer den Temperaturen t' und t'' noch die stündlich umlaufende Menge des Kältemediums G_k in kg und seine spezifische Wärme $c_p \cdot G_k$ erhält man angenähert aus Q, wenn man den Wärmeinhalt des dampfförmigen Kältemediums vor Eintritt in den Kondensator (Druck p-Temperatur t') mit i und den Wärmeinhalt des flüssigen unterkühlten Kältemediums vor Eintritt in das Regulierventil, wie früher, mit i_u' bezeichnet. Dann wird

$$Q_d = G_k c_p (t' - t'')$$

und

$$G_k = \frac{Q}{i - i'_u} = G_w \frac{(t_{wa} - t_{we})}{i - i'_u}.$$

Dabei ist für NH_3 $c_p = 0{,}6$, für SO_2 $c_p = 0{,}17$ zu setzen, während bei CO_2 die Größe $c_p (t' - t'')$ am besten aus dem i/s-Diagramm als Differenz der Wärmeinhalte abzugreifen ist. Q_s kann bei gut isolierten und nicht sehr langen Saugleitungen vernachlässigt werden.

[2]) a. a. O.

und muß für die Eintritts- und Austrittsstelle (f_e und f_a) berechnet werden. Sinkt die Temperatur unter 0°, so muß die Spannkraft über Eis genommen werden[1]). Die Werte der Spannkraft des Wasserdampfes sind in dem für die Kältetechnik wichtigen Bereich in Tabelle 14 des Anhangs wiedergegeben.

Bezeichnen wir ferner mit W_s den Wassergehalt von 1 m³ Luft in Gramm beim Zustand der Sättigung, vgl. Tabelle 15 des Anhangs, so ist der Wassergehalt W bei der relativen Feuchtigkeit f

$$W = \frac{f}{100} \cdot W_s.$$

Man bestimmt diesen Wassergehalt für den Zustand der Luft beim Eintritt (W_e) und Austritt (W_a). Die Differenz $W_e - W_a$ stellt die Trocknung der Luft dar und schlägt sich im Luftkühler nieder. Bedeutet r die latente Wärme bei der Aggregatzustandsänderung des Wasserdampfes, so wird der zweite Teil der Kälteleistung

$$Q_0'' = V_l\, r\, (W_e - W_a) \frac{\text{kcal}}{\text{h}}.$$

Dabei ist $r = 0{,}6$ kcal/g, wenn die Kondensation in Form von Tropfen erfolgt und $r = 0{,}68$ kcal/g, wenn sich unterhalb 0° Reif absetzt. Die ganze Netto-Kälteleistung ist dann

$$Q_0 = Q_0' + Q_0'' \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

zu der noch bei Störung des Beharrungszustandes das oben erwähnte Korrektionsglied hinzutritt.

d) Bei Anlagen mit direkter Verdampfung und Berieselungskondensator ist die Messung der Kälteleistung ziemlich unsicher.

α) Besitzt die Anlage einen Luftkühler mit Ventilator, so kann man den Luftzirkulationsversuch nach $V c \beta$) durchführen.

Es gelten dann die vorstehend genannten Ausführungsbestimmungen. Die Möglichkeit einer Kontrolle durch die Wärmebilanz ($V c \alpha$) besteht jedoch nicht mehr.

β) Bei stiller Kühlung stehen nur noch die in den »Regeln«, Abschnitt $A\ V d \beta$), erwähnten sehr rohen Methoden zur Verfügung, die nur einen ungefähren Anhalt für die Größe der Kälteleistung geben.

VI. Durchführung der Leistungsversuche.

Zu c). Die Größe des schädlichen Raumes bestimmt man am genauesten durch Auffüllen mit Öl. Der zylindrische Raum zwischen Kolbenboden und Zylinderdeckel kann aber auch durch einen Bleiabdruck bestimmt werden, und der durch den Einbau der Ventile bedingte zusätzliche schädliche Raum läßt sich aus der Konstruktionszeichnung annähernd berechnen.

Zu d). Die in der Kältetechnik benutzten Federmanometer zeigen nicht den absoluten Druck, sondern den Überdruck an. Es ist daher erforderlich, neben den Manometerangaben auch noch den Barometerstand zu notieren. Weicht dieser vom normalen erheblich ab, so ist eine entsprechende Korrektur an den abgelesenen Sättigungstemperaturen anzubringen.

Die kurzen Ausschläge der Zeiger innerhalb eines Kolbenhubes rühren in der Regel von vorübergehenden Druckschwankungen her, die durch die Ventilwiderstände verursacht werden. Daher ist bei Druckmanometern im allgemeinen die tiefste Lage, bei Saugmanometern dagegen die höchste Lage des Zeigers maßgebend. In diesen Lagen kommen die Manometer vorübergehend zur Ruhe.

Die im Maschinenhaus aufgestellten Druckmanometer werden manchmal an die obere Verteilungsleitung eines auf dem Dach aufgestellten Berieselungskondensators angeschlossen. In solchen und ähnlichen Fällen kann es vorkommen, daß das Kältemedium im Fallrohr zum Manometer kondensiert, wenn nämlich die Temperatur im Maschinenhaus und etwaigen sonstigen Räumen, durch welche die Falleitung hindurchgeht, unterhalb der dem Kondensatordruck entsprechenden Sättigungstemperatur liegt. Dann lastet auf dem Druckmanometer neben dem tatsächlichen Kondensatordruck noch der Druck dieser Flüssigkeitssäule. Dieser letzte muß also von der Angabe des Manometers in Abzug gebracht werden. Dabei kann für das spezifische Gewicht γ' der verflüssigten Kältemedien gesetzt werden: Für NH_3 $\gamma' = 0{,}61\ \frac{\text{kg}}{\text{l}}$, für SO_2 $\gamma' = 1{,}38\ \frac{\text{kg}}{\text{l}}$ während sich für Kohlensäure die Werte von $\gamma' = \frac{1}{v'}$ aus Tabelle 3 des Anhangs ergeben.

VII. Garantien.

Zu a). Die Garantien sind nicht auf »Normaltemperaturen« (II) zu beziehen, sondern auf solche Temperaturen, die dem Verwendungszweck der Anlage entsprechen.

Zu b). Die vielfach übliche Methode, die Kälteleistung bei Solekühlung auf ein Temperaturintervall, z. B. von —2° bis —5° C zu beziehen, ist zu verwerfen; beim Solezirkulationsversuch fällt dabei die tatsächliche mittlere Soletemperatur in der Regel nahezu mit der tiefsten Temperatur (—5°C) zusammen (vgl. S. 61), während beim Abkühlungsversuch die mittlere Soletemperatur sehr genau dem arithmetischen Mittel der beiden in der Garantie angegebenen Grenzwerte (— 3,5° C) entsprechen würde. Um derartige Unstimmigkeiten zu vermeiden, müssen die Garantien stets auf feste Temperaturen bezogen werden.

Die theoretische Kälteleistung des Vergleichsprozesses hängt nur von t_0 und t_u (bzw. t_s und t_{we}), nicht aber von t (bzw. t_{wa} oder G_w) ab[1]). Die praktische Kälteleistung ist aber von der Kondensationstemperatur bzw. Kühlwasserablauftemperatur nicht unabhängig, weil sie den Verlauf der Rückexpansionslinie im Indikatordiagramm und damit die Werte von λ und η_i beeinflußt. Bei einem Tauchkondensator oder Doppelrohrkondensator von gegebener Kühlfläche ist bei gegebener Verdampfungstemperatur (Kälteleistung) und richtiger Füllung mit Kältemedium die Kondensationstemperatur t bzw. Kühlwasserablauftemperatur t_{wa} durch die Kühlwassereintrittstemperatur t_{we} und Kühlwassermenge G_w eindeutig gegeben. Dagegen hängt beim Berieselungskondensator t_{wa} noch von den atmosphärischen Verhältnissen (Verdunstungsgeschwindigkeit) stark ab. Diese Abhängigkeit ist experimentell noch fast gar nicht untersucht[2]). Auf jeden Fall ist es zweckmäßig, in den Garantiebedingungen bei Berieselungskondensatoren neben t_{we} und G_w noch die Temperatur und relative Feuchtigkiet der Außenluft zu vermerken.

Zu c). Die Genauigkeit der einzelnen Messungen der Kälteleistung nach den Methoden a γ), a δ), c) und besonders d) des Abschnittes V ist im allgemeinen geringer als ± 5%. Man kann hier jedoch die Genauigkeit steigern, wenn man die Kälteleistung nach zwei verschiedenen Methoden bestimmt oder, wenn nur eine Methode durchführbar ist, den Mittelwert aus mehreren Versuchen nimmt.

VIII. Umrechnung der gemessenen Werte auf Garantiebedingungen.

Zu a). Sind z. B. die Kälteleistung und der Kraftverbrauch bei $t_0 = -15°$ und $t = +25°$ garantiert, so kann man die Umrechnung von Versuchs- auf Garantiebedingungen im Verhältnis der zugehörigen theoretischen Werte des Vergleichsprozesses (Tabellen 4 bis 9 des Anhangs) vornehmen, wenn beim Versuch etwa folgende Temperaturen eingehalten werden konnten:

1. $t_0' = -15°$; $t' = +23°$ bis $+27°$.
2. $t_0' = -13°$ bis $-17°$; $t' = +25°$.
3. $t_0' = -14°$ bis $-16°$; $t' = +24°$ bis $+26°$.

Zu b). Es kommt häufig vor, daß Abnahmeversuche in einer Jahreszeit vorgenommen werden müssen, in der die Kühlwasserverhältnisse wesentlich günstiger sind als in der Garantie angenommen. Ist z. B. bei einem Versuch an einem kalten Wintertage bei dem unter a) angegebenen Garantiebeispiel keine höhere Kondensationstemperatur als $t' = +18°$ zu erreichen, so würde man bei $t_0 = -15°$ für die Kälteleistung viel zu günstige Bedingungen haben. Man müßte den Versuch bei $t_0' = -21°$ durchführen, weil dabei $\frac{T}{T_0} = \frac{T'}{T_0'}$ wird. Die

[1]) Vgl. R. Plank, Die Messung der relativen Feuchtigkeit der Luft in Gefrierräumen, Z. f. d. ges. Kälte-Industrie 1916, Heft 3, und A. Gramberg, Technische Messungen, 4. Aufl., S. 415. Verlag Springer, Berlin 1920.

[1]) Eine Ausnahme bildet nur CO_2 wegen der Nähe des kritischen Punktes.

[2]) Den ersten Versuch einer Klärung der theoretischen Grundlagen machte M. Krause, Diss., Danzig, und Z. f. d. ges. Kälteindustrie 1916, S. 1 ff. Vgl. auch K. Neumann, »Die Beurteilung von Kaminkühlern«, Z. d. V. d. I. 1921, S. 1070.

stündliche Kälteleistung wird bei dieser um 6^0 tieferen Verdampfungstemperatur natürlich viel kleiner ausfallen dürfen als in der Garantie angegeben, und man benutzt den Versuch nur zur Berechnung von λ und η_i aus dem Vergleich mit den theoretischen Werten bei $t' = +18^0$ und $t_0' = -21^0$. Mit den gleichen Werten von λ und η_i berechnet man dann die praktische Kälteleistung bei den Garantiebedingungen.

Zu fast demselben Resultat gelangt man, wenn man die beim Versuch einzuhaltende Verdampfungstemperatur aus der Bedingung $T - T_0 = T' - T_0'$ berechnet. Es wird dann in obigem Beispiel $t_0' = -22^0$ statt -21^0. Diese Abweichung von 1^0 ist aber nach der Bestimmung A VIII a, S. 60, zulässig. Selbst in extremen Fällen ergeben sich nach den beiden Umrechnungsmethoden keine größeren Abweichungen für die beim Versuch einzuhaltende Temperaturdifferenz $T' - T_0'$ als 2^0, so daß nach der Bestimmung A VIII a beide Methoden gleichwertig erscheinen.

Diese Methode ist natürlich nicht immer durchführbar, weil häufig die Konzentration der Sole oder die Gefahr einer Schädigung des Kühlgutes, die erforderliche stärkere Abkühlung verbieten. Einfacher liegen in der Regel diese Verhältnisse, wenn sich die in der Garantie vorgesehene Verdampfungstemperatur t_0 aus irgendeinem Grunde nicht einhalten läßt, weil man dann die Kondensationstemperatur durch Regelung der Kühlwasserzufuhr bequem anpassen kann.

Versagt die Anpassung, so bleibt nur noch die umständliche und kostspielige Umrechnungsmethode VIII c) übrig.

C. Verzeichnis der Tabellen.

Versuche und technische Messungen an Eisenbahnwagen, die in Frankreich zur Versorgung der Truppen mit Gefrierfleisch eingerichtet wurden.

(Fortsetzung von S. 22 und Schluß.)

Dritter Teil.

Bestimmung der Wärmeleitzahl verschiedener Isolierstoffe.

Im weiteren Verlauf des Krieges sollten die verschiedenen Isolierungen, welche man zuerst im Jahre 1915 zur Herrichtung der Wagen und später für die Kühllagerhäuser in Dijon usw. benutzt hatte, auf ihre Wärmeleitfähigkeit geprüft werden. Eine schwierige Aufgabe, da die verschiedenen bekannten Verfahren selten gut übereinstimmende Werte für die Wärmeleitzahl ergaben. Auf jeden Fall hätte die Feststellung der Zahlen in absolutem Maß äußerst genaue und umständliche Meßeinrichtungen erfordert, die sich in dem zur Verfügung stehenden kurzen Zeitraum nicht beschaffen und aufstellen ließen. Man beschränkte sich deshalb von vornherein darauf, die Zahlen als Vergleichswerte zu ermitteln. Trotzdem das mit recht einfachen Mitteln durchgeführt wurde, waren die Ergebnisse im ganzen genommen so befriedigend, daß sie den Vergleich mit den durch genauere Messungen gewonnenen durchaus vertragen. Nach Ansicht des Verfassers ließe sich daher das nachstehend grundsätzlich beschriebene Verfahren derartig weiter ausbauen, daß es für die Praxis äußerst wertvoll werden könnte.

Vorbedingung ist ein Raum mit konstanter Temperatur ϑ (z. B. $+20^0$). Die zu vergleichenden Isolierstoffe werden zunächst auf die Temperatur $\vartheta/2$ $(+10^0)$ gebracht, um dann in würfelförmige Weißblechbüchsen, deren Temperatur 0^0 beträgt, eingegeben zu werden. In diese Büchsen werden kleinere, ebenfalls würfelförmige, ganz mit Eis von 0^0 angefüllte Büchsen eingesetzt, und zwar derart, daß die Flächen des Außen- und Innenwürfels parallel liegen und überall gleichen Abstand haben. Der Zwischenraum zwischen den Würfeln wird nun derart mit dem Isolierstoff ausgefüllt, daß keinerlei Unterbrechung in den isolierenden Schichten vorhanden ist. Aus Preßkork sind dazu Stücke mit glatten ebenen Flächen herzustellen, so daß man daraus Isolierschichten ohne Zwischenräume zusammensetzen kann. Bei Verwendung pulverförmiger oder körniger Isolierstoffe wird der Einsatzwürfel mit Hilfe von Abstandsbolzen zentriert, die man wieder herausnimmt, sobald die Schicht bis zu dem betreffenden Bolzen aufgestampft worden ist. Das Verfahren ist vielleicht nicht ganz genau, es kommt aber darauf an, daß das Einfüllen möglichst schnell, also innerhalb weniger Minuten ausgeführt wird. Da die äußeren Büchsen ebenso wie die Einsatzwürfel in gleichen Abmessungen und auch sonst möglichst gleichartig hergestellt sind, so kann man für den Dauerzustand annehmen, daß die eindringenden Wärmemengen und mithin die Gewichtsmengen geschmolzenen Eises während derselben Zeit (z. B. 12 oder 24 h) den Werten der verschiedenen Wärmeleitzahlen λ proportional sind; natürlich unter der Voraussetzung, daß die Bedingungen beim Einfüllen und beim Öffnen in allen Fällen dieselben sind und daß die verschiedenen Isolierschichten gleichen Rauminhalt und gleiche Form besitzen.

Aber trotz der Vorsichtsmaßnahme, für die Anfangstemperatur der Isolierstoffe das Mittel zwischen der Temperatur des Einsatzwürfels und der des Versuchsraumes zu wählen, entsteht in jedem Falle ein veränderlicher Übergangszustand, dessen Dauer um so größer sein wird, je dicker die isolierende Schicht zwischen den beiden Würfeln und je geringer das Wärmeleitvermögen des Isoliermittels ist. Die genaue theoretische Erörterung dieses Übergangszustandes ist für einen Würfel ziemlich umständlich. Es genügt daraus hervorzuheben, daß hier wie in allen analogen Fällen statt der Wärmeleitzahl λ ihr Verhältnis zur Wärmekapazität, bezogen auf die Raumeinheit, also $\frac{\lambda}{c \cdot \gamma}$, einzusetzen ist.

Die Büchsen wurden, auf drei Korkstücken ruhend, auf einen Tisch oder den Fußboden derart aufgestellt, daß genügend Zwischenraum zwischen ihnen verblieb. Sie wurden in derselben Reihenfolge geöffnet, wie sie gefüllt worden waren. Die Eisfüllung befand sich somit genau die gleiche Zeit über in allen Büchsen. Das Schmelzwasser aus der Einsatzbüchse wurde in Meßgefäßen von etwa 150 bis 200 cm³ Fassungsraum aufgefangen, was zur Feststellung der Mengen genügend genau erschien.

Einige Korrekturen mußten vorgenommen werden, so z. B. um dem Umstande Rechnung zu tragen, daß die Eisfüllungen ursprünglich nicht 0°, sondern —5° besaßen, als sie den Gefrierraum verließen.

In Wirklichkeit bestanden die Einsatzbüchsen aus etwa würfelförmigen Glasflaschen mit sehr kurzem Hals, die durch Kork verschlossen wurden; später wurden diese durch genau würfelförmige Weißblechbüchsen ersetzt. Zum Abgießen des Schmelzwassers war an einer Ecke eine Öffnung angebracht, die durch einen aus der glatten Fläche fast gar nicht hervortretenden Schieber verschlossen werden konnte. Noch zweckmäßiger wäre es, Einrichtungen zu schaffen, mit Hilfe deren man ohne jede Störung das in den ersten Stunden entstandene Schmelzwasser genau ermitteln könnte. Von dem Zeitpunkt ab, wo diese Bestimmung erfolgt wäre, könnte man dann den Anfang des Dauerzustandes rechnen und so den unbekannten Fehler ausschalten, der durch den veränderlichen Übergangszustand entsteht. Allerdings würde dadurch die Versuchseinrichtung wesentlich an Einfachheit einbüßen.[1])

Das geschilderte Versuchsverfahren diente vornehmlich dazu, Isolierschichten aus verschiedenen Arten gemahlenen Korkes miteinander zu vergleichen, für welche die Werte λ, c und γ nahe beieinander lagen. Dabei waren die aus dem Übergangszustand entstehenden Fehler augenscheinlich von geringerem Einfluß, als wenn man z. B. Isolierstoffe verglichen hätte, die zwar denselben Wert λ, dagegen hinsichtlich der Dichtigkeit starke Abweichungen gezeigt hätten.

Diese Vergleichsmessungen des Wärmeleitvermögens machten natürlich für mindestens einen der Stoffe eine Bestimmung der Wärmeleitzahl in absolutem Maß nötig. Es wurden dazu das Verfahren bei veränderlichem Temperaturzustande angewandt, wie es oben bei der Untersuchung der Eisenbahnwagen geschildert wurde. Ist die Außenfläche einer homogenen Wand einer in Sinusschwingungen verlaufenden Temperatur ausgesetzt, so sahen wir, daß die Temperatur in einer Tiefe h dargestellt werden kann durch eine Sinuskurve mit kleinerer Amplitude, deren Phase proportional dem Abstand von der Wärme aufnehmenden Fläche verzögert ist.

[1]) Hätte Verfasser die große Anzahl von Versuchen voraussehen können, die man im Verlauf des Krieges von ihm verlangte, so würde er sich von Anfang an mit genaueren Versuchseinrichtungen versehen haben.

Bedeuten:
- λ die Wärmeleitzahl,
- c die spezifische Wärme,
- γ das spezifische Gewicht,
- α den Dämpfungsfaktor,
- T die Periode der Temperaturschwankung,
- V die Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Temperaturmaximums,

so ist nach Gl. (1), S. 6

$$\frac{\lambda}{c \cdot \gamma} = \frac{T}{4\pi} V^2 \text{ und nach Gleichung 2)}$$

$$\frac{\lambda}{c\gamma} = \frac{\pi}{T}\left(\frac{h}{\ln \alpha}\right)^2.$$

Beide Gleichungen lassen sich hier benutzen. Unter Verwendung der oben eingeführten Bezeichnungen hat man für die Temperatur in der Tiefe h:

$$\vartheta = \vartheta_0 \cdot e^{-h \cdot \sqrt{\frac{\pi}{T} \frac{c \cdot \gamma}{\lambda}}} \cdot \sin\left(2\pi \frac{z}{T} - h \cdot \sqrt{\frac{\pi}{T} \frac{c \cdot \gamma}{k}}\right),$$

worin e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen bedeutet.

Man hat also noch zwei ganz voneinander unabhängige Wege zur Bestimmung von $\frac{\lambda}{c \cdot \gamma}$ und infolgedessen von λ, sofern man die Werte von c und γ für einen Isolierstoff festgestellt hat.

Nicht leicht wäre es, die Temperatur an der Aufnahmefläche der Wand nach einer Sinuskurve zu verändern, wohingegen man sie wohl periodisch nach einem einfachen Gesetz, z. B. nach einem zinnenförmig gestalteten Linienzug (Abb. 36) verlaufen lassen könnte, und zwar durch abwechselnde Einwirkung von Wärme und Kälte. Die Versuchseinrichtung wird recht einfach, wenn man dazu Wasserdampf (+ 100°) in stetem Wechsel mit schmelzendem Eise (0°) benutzt. Eine Bedingung ist aber dabei zu erfüllen, nämlich, daß die während einer ganzen Periode von der Dauer T insgesamt zugeführte Wärmemenge gleich 0 ist. Dazu ist es erforderlich, daß die Einwirkungszeiten τ der Wärme und $T—\tau$ der Kälte sich umgekehrt zueinander verhalten, wie die Unterschiede ihrer Temperaturen gegenüber der des Versuchsraumes. Mit anderen Worten, die in Abb. 36 durch Schraffur hervorgehobenen Flächenstücke müssen einander gleich sein. Die harmonische Zerlegung der gezeichneten Zinnenkurve läßt sich leicht mit Hilfe Fourierscher Reihen vornehmen. Man kann also die Amplitude und die Phase jeder der sinusförmigen Durchgangskomponente berechnen; außerdem ist es bekannt, daß jede harmonische Komponente der periodischen Schwingung, die auf die Aufnahmefläche einwirkt, sich so fortpflanzt, als ob sie allein vorhanden wäre.

Unter diesen Verhältnissen dürfte es genügen, den Verlauf der Temperatur in der Tiefe h (einige cm) aufzuzeichnen. (Für Perioden von $T = 60$ oder 30 min Dauer findet man in den praktisch verwendeten Isolierstoffen, wie gekörntem Kork, eine Amplitudenver-

änderung von einigen Graden.) Man kann dazu ein empfindliches Thermoelement benutzen, dessen eine Lötstelle auf die sorgfältig gemessene Tiefe h in die Isolierschicht einzuführen ist, während die andere auf konstanter Temperatur gehalten wird. Die Veränderungen seiner elektromotorischen Kraft können dann durch ein Registrier-Galvanometer aufgezeichnet werden. Aus den Angaben des geeichten Galvanometers ergeben sich dann die absoluten Temperaturen. Für die harmonische Zerlegung der komplexen, aber streng periodischen Kurve hat man damit die Phase und die Amplitude der fundamentalen Sinuskurve erhalten. Erstere ergibt die Phasenverschiebung, aus der zuletzt genannten folgt die Dämpfung.

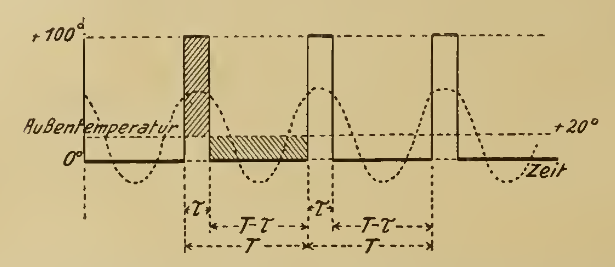


Abb. 36. Theoretischer Verlauf der periodischen Erwärmung durch abwechselnde Einwirkung von Wärme (Dampf von 100°) und Kälte (schmelzendes Eis). Die jeweilige Dauer der Einwirkung ist so bemessen, daß die schraffierten Flächenstücke einander gleich sind. Die aus der harmonischen Zerlegung folgende fundamentale Sinuskurve ist für eine konstante Außentemperatur von 20° und für den Fall $T = 5\tau$ in punktierter Linie angegeben.

Die mit Hilfe graphischer Integrationen durchzuführenden Berechnungen sind ziemlich lang, der Versuch dauert ebenfalls lange, aber das Verfahren ist völlig einwandfrei und läßt sich mit großer Genauigkeit durchführen. Erst im Jahre 1919 fand sich Gelegenheit, es zur Bestimmung der Wärmeleitzahlen von Korkisolierungen zu verwenden, die im Kühlhause der Handelsmarine in Lorient (Bretagne) Verwendung finden sollten. Der Bericht über diese von Duffieux ausgeführte Arbeit folgt hierunter.

Versuche zur Feststellung absoluter Werte für die Wärmeleitzahlen von Preßkork.

Ausgeführt von Duffieux, außerordentlicher Professor an der Universität Marseille.

Alle Angaben erfolgen im technischen Maßsystem.

Grundlagen des Verfahrens. Geht man bei irgendeinem Stoffe von einer ihn begrenzenden Anfangsebene aus, so verlaufen die isothermischen Flächen als Ebenen in den Abständen x parallel zur Grenzebene.

Bezeichnet z die Zeit und ϑ die Temperatur, so lautet die unbestimmte Gleichung für den veränderlichen Zustand:

$$c \cdot \gamma \frac{\partial \vartheta}{\partial z} = \lambda \cdot \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

Das Fortpflanzungsgesetz einer Wärmewelle ist vollkommen bestimmt, wenn man für die Grenzfläche die Veränderungen von ϑ in Abhängigkeit von z annimmt, also

$$\vartheta = F(z).$$

Nun gibt es eine Fouriersche Reihe, von der jedes Glied die Gl. (1) erfüllt, nämlich:

$$\vartheta = \vartheta_0 + A \cdot e^{-m \cdot x} \cdot \sin\left(\frac{2\pi z}{T} - n \cdot x\right) + \\ + B \cdot e^{-p \cdot x} \cdot \sin\left(\frac{4\pi z}{T} - q \cdot x\right) + \ldots\ldots \quad (2)$$

Das bedeutet: Für den Abstand x lassen sich die Veränderungen der Temperatur in Abhängigkeit von der Zeit

$$\vartheta = f(t)$$

darstellen durch eine Fouriersche Reihe, die Glieder derselben Perioden hat, wie sie in der Reihenentwicklung für $F(z)$ vorkommen. Nur die Amplituden und Phasen sind verändert, und zwar sind ihre Veränderungen dieselben wie die, welche eingetreten wären, wenn die entsprechende einfache Welle sich allein fortgepflanzt hätte.

Man unterwerfe also die Temperatur $F(z)$ an der Grenzebene bekannten periodischen Veränderungen und bestimme währenddessen experimentell die Veränderungen der Temperatur $f(z)$ im Abstande h von dieser Ebene. Die harmonische Zerlegung der beiden Kurven ergibt dann ihre fundamentalen und nötigenfalls die harmonischen Glieder.

Berechnung. Wird nur das erste veränderliche Glied der Reihe berücksichtigt, so muß sein:

$$m^2 = n^2 = \frac{\pi}{T} \cdot \frac{c \cdot \gamma}{\lambda}.$$

Die Geschwindigkeit, mit der die Punkte $\vartheta = \vartheta_0$ fortschreiten, ist eine gleichförmige, und zwar gleich:

$$V = \frac{2\pi}{T} \cdot \frac{1}{m} = 2\sqrt{\frac{\pi}{T} \cdot \frac{\lambda}{c \cdot \gamma}}.$$

Bezeichnet φ die Phasenverzögerung in der Entfernung h, so ist:

$$V = \frac{h}{\varphi}$$

und daher:

$$\lambda = \frac{h^2}{\varphi^2} \frac{T \cdot c \cdot \gamma}{4\pi}.$$

λ läßt sich auch als Funktion der Amplituden berechnen. Bezeichnet $a = e^{-m \cdot h}$ die Dämpfungszahl, so ist:

$$\lambda = \frac{h^2}{(\ln a)^2} \cdot \frac{\pi \cdot c \cdot \gamma}{T}.$$

Allgemeine Versuchsanordnung. Aus dem zu untersuchenden Isolierstoff wird eine Platte hergestellt, deren quadratische Grundfläche 500 mm Seitenlänge besitzt und deren Stärke mindestens 200 mm beträgt. Körniger Kork wird wegen seiner Beweglichkeit und der ihm deshalb innewohnenden Neigung zum Sacken in geringerer Schichtstärke angewandt, aber er wird in einen entsprechend bemessenen Behälter aus Preßkork hineingeschüttet, der nahezu die gleichen thermischen Eigenschaften besitzt. Die obere Fläche wird sorgfältig abgeglichen und mit Zinnfolie überzogen, um das Eindringen von Feuchtigkeit in den zu

untersuchenden Stoff, ferner um Verschiebungen der Körner gegeneinander zu verhindern.

In den Isolierstoff werden die beiden Drähte eines thermo-elektrischen Eisen-Konstantan-Elementes eingelegt, und zwar so, daß sie parallel zu der oberen Fläche verlaufen, um immer in derselben isothermen Ebene zu verbleiben. Die Lötstelle kommt unter den Mittelpunkt der oberen Fläche zu liegen, in einer Tiefe von 50 mm. Die andere Lötstelle taucht in einen Thermostaten. In den Stromkreis wird ein registrierendes Galvanometer eingeschaltet.

Auf die obere Fläche stellt man abwechselnd ein Becken mit schmelzendem Schnee und ein Metallgefäß in dem man Wasserdampf bei atmosphärischem Druck kondensiert. Setzt man vollkommene Wärmekontakte und geringe Wärmekapazitäten voraus, so lassen sich die periodischen Veränderungen $\vartheta = F(z)$ der Temperatur an der Ausgangsfläche nach Abb. 36 darstellen durch eine periodische Reihe gerader Strecken.

Man wählt die Periode so, daß man das Galvanometer voll ausnutzt, und regelt die Beziehung zwischen den beiden Grenzwerten (Erwärmung und Abkühlung) derart, daß die mittlere Temperatur

$$\frac{1}{T}\int_0^T \vartheta\, d\, z$$

genau gleich der während des Versuches herrschenden Außentemperatur ϑ_0 wird. Dadurch führt man auf schnellste Weise einen Dauerzustand herbei und nähert sich so weit wie möglich theoretisch einfachen Verhältnissen.

Regelung der Temperaturen. Die aufzuzeichnende Kurve soll die in Abb. 37 gezeigte Form erhalten und soll möglichst gleichmäßig über die Breite des Registrierstreifens verteilt liegen. Dazu muß man die Dauer der Abkühlung und die für die Erwärmung experimentell ermitteln, da die Rechnung, die von den Grenztemperaturen 0° und + 100° ausgeht, nur grobe Annäherungswerte ergibt. Man verfährt folgendermaßen: Das Galvanometer wird zunächst so eingestellt, daß die Anfangslage i des Schreibstiftes sich in halber Höhe der Streifenbreite befindet. Da die Abkühlung langsamer vor sich geht als die Erwärmung, so beginnt man im Zeitpunkt a mit der Abkühlung. Sobald die Ablenkung genügend erscheint (b), erwärmt man bis c, um darauf wieder abzukühlen. Die erste Periode ist beendigt, wenn das Galvanometer im Zeitpunkt d denselben Ausschlag zeigt wie in b. Den Dauerzustand kann man von der dritten, unter Umständen von der zweiten Periode ab als genügend beständig ansehen.

Ist die Dauer der Abkühlung und die der Erwärmung, somit die Periode T auf dem Versuchswege ermittelt, so kann die Mitteltemperatur in der Tiefe h berechnet werden. Sie ist gleich der Mitteltemperatur an der Oberfläche, wenn man bei genauer Einhaltung der ermittelten Erwärmungs- und Abkühlungszeiten feststellen kann, daß die Achse der verzeichneten Kurve der Mittellinie des Registrierstreifens parallel ist. Das trifft ein, wenn diese Mitteltemperatur gleich der Anfangstemperatur ist. Die Abweichungen, welche durch das anfängliche Herumtasten entstehen, verschwinden schnell. Bei den ausgeführten Versuchen wich die Mitteltemperatur nur um einige Hundertstel Grad von der Anfangstemperatur ab.

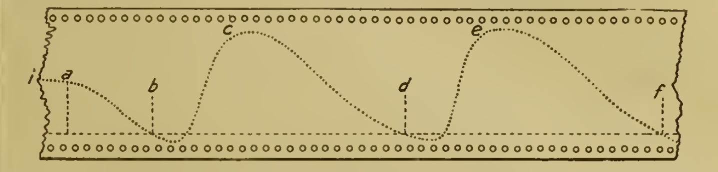


Abb. 37. Registrierstreifen des Galvanometers (etwa 1 : 2). Die Kurve wurde durch Punkte in Abständen von je 30 Sek. aufgezeichnet.

Berechnung. Angenommen, daß die Temperatur der Ausgangsebene wirklich nach einem zinnenförmigen Linienzug (Abb. 36) verläuft, daß sich also die Veränderungen der Temperatur in einer zu vernachlässigenden Zeitdauer vollziehen, so treten die Maxima und Minima der fundamentalen Kurve in Zeitpunkten ein, die den Mitten der wagrechten Strecken des Zinnenzuges entsprechen. Die Lage der Punkte $\vartheta = \vartheta_0$ zwischen den Maxima und Minima ist unabhängig von den wirklich vorhandenen Amplituden.

Aus der verzeichneten Kurve kann man zunächst die Mitteltemperatur finden nach:

$$\vartheta_0 = \frac{1}{T}\int_0^T \vartheta \cdot d\, z.$$

Sodann bestimmt man die Zeitpunkte des Eintrittes der Temperatur ϑ_0, nimmt einen von ihnen als Nullpunkt der Zeit an und berechnet die Phase der Fundamentalkurve

$$\sin\left(2\pi \frac{z}{T} - \psi\right)$$

aus

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{\int_0^T \vartheta \cdot \cos 2\pi \frac{z}{T} \cdot d\, z}{\int_0^T \vartheta \cdot \sin 2\pi \frac{z}{T} \cdot d\, z}.$$

Alle diese Rechnungen lassen sich graphisch ausführen. Aus dem Vergleich der beiden Kurven ergibt sich φ und damit V und λ.

Ermittlung von λ. Diese Bestimmung von λ scheint den Vorzug zu verdienen gegenüber der mit Hilfe der Dämpfungszahl α. Ein Vergleich der beiden Formeln zeigt, daß die durch c und γ entstehenden Fehler in beiden Fällen genau die gleichen sind. Dasselbe gilt für h. Der von T herrührende Fehler ist allgemein gegenüber den anderen zu vernachlässigen. Ein Unterschied ergibt sich für die Fehler, die auf φ und α zurückzuführen sind. Der durch φ entstehende

Fehler beträgt höchstens etwa $\frac{1}{150}$, während sich der von a herrührende ergibt zu:

$$2\frac{d \cdot a}{a \ln a}.$$

$\ln a$ ist zweiter oder dritter Ordnung, woraus der Einfluß eines ungenauen Wertes für a deutlich hervorgeht. Diese Ungenauigkeit aber ist erheblich. Sie ist zurückzuführen auf:

1. Eichungsfehler des als Thermometer benutzten Galvanometers, da der Ausschlag höchstens 3 bis 4^0 beträgt.
2. Die Wärmekapazität des Thermoelementes.
3. Mängel im Temperaturausgleich zwischen der Wärme- oder Kältequelle und der Grenzfläche des untersuchten Isolierstoffes. Sie rühren von der Masse der dazwischen liegenden Schichten (Gefäßwand, Zinnfolie) und von unvollkommener Berührung her.

Dieses Verfahren zur Bestimmung von λ wurde nicht angewendet, da es, um genau zu sein, erfordert hätte: Aufzeichnung der Temperaturänderungen an der Oberfläche der isolierenden Schicht, zwei genaue Eichungen des Galvanometers, ferner lange und umständliche Rechnungen.

Fehler:

Es ist

$$\frac{d\lambda}{\lambda} = 2\frac{dh}{h} - 2\frac{d\varphi}{\varphi} + \frac{d\gamma}{\gamma} + \frac{dc}{c} + \frac{dT}{T}.$$

γ: der Fehler kann vernachlässigt werden.

c: Der Fehler läßt sich gut unterhalb $\frac{1}{200}$ halten.

T: In bezug auf die Periode würde der Fehler theoretisch gleich 0 sein, wenn sich tatsächlich ein Dauerzustand herbeiführen ließe. Bei dem gegebenen Verfahren zur Bestimmung von T können jedoch Fehler entstehen. Die Periode an der Oberfläche ist bekannt mit einer Annäherung von mehr als $\frac{1}{500}$. Die Periode der aufgezeichneten Veränderungen kann berechnet werden. Im ungünstigsten Fall betrug der Unterschied der Perioden $\frac{1}{150}$. Meistens war er geringer als $\frac{1}{200}$.

Die größte Bedeutung haben Ungenauigkeiten in den Werten für h und φ.

1. Die Tiefe h kann festgestellt werden bis ungefähr auf 0,25 mm bei Preßkork und bis auf etwa 0,5 m bei gekörntem Kork. Die Stärke der Lötstelle des Thermoelementes verursacht den größten Fehler. Mit Rücksicht auf die Wärmeleistung soll der der Oberfläche am nächsten liegende Punkt der Lötstelle zur Bestimmung von h benutzt werden. Auf λ bezogen ist der Fehler also $\frac{1}{100}$ bei Preßkork und $\frac{1}{50}$ bei gekörntem Kork.

2. Bezüglich der Verzögerung φ läßt sich die Fehlergrenze kaum angeben. Nur die Ungenauigkeit bei der Bestimmung der Perioden von $f(z)$ kann geschätzt werden zu etwa 15 bis 20 s bei einer Dauer von etwa 40 min. Der Fehler ist geringer als $\frac{1}{120}$, es kommen aber noch andere Fehlerquellen hinzu, deren Größe kaum angegeben werden kann.

Zunächst die in der Versuchsausführung begründeten Fehler.

1. Der Linienzug $\vartheta = F(z)$ verläuft nicht so einfach, wie angenommen, vielmehr hat man sich seine Ecken abgerundet vorzustellen. Die Temperaturänderungen an der Ausgangsfläche treten eben nicht sprunghaft ein, sondern immer erst einige Zeit, nachdem die Wärme- oder Kältequelle aufgestellt wurde. Infolgedessen ergibt sich ein zu großer Wert für φ. Der Fehler ist jedoch von geringerer Bedeutung, wenn die Periodendauer ziemlich groß gewählt wird.

2. Lötstelle und Drähte des Thermoelementes besitzen eine verhältnismäßig große Wärmekapazität und wirken dadurch störend auf den Fortgang der Wellen ein. Die Temperaturänderungen treten in Wirklichkeit verzögert ein gegenüber den theoretisch ermittelten und haben eine kleinere Amplitude als diese. Der Fehler vergrößert den wirklich auftretenden Wert von φ, er macht sich aber bei Perioden von längerer Dauer weniger fühlbar. Man hat ihn durch Verwendung ganz feiner Drähte (0,2 mm Durchm.) zu verringern versucht.

Zu diesen durch die Versuchsausführung bedingten Fehlern kommen noch andere schwerwiegendere, die sich nicht voraussehen lassen.

Der Zustand der Kontaktflächen verändert sich von Periode zu Periode, auch wenn der Druck keinen Schwankungen unterliegt. Das Auswechseln der Wärme- und Kältequelle kann nicht immer mit genau gleicher Geschwindigkeit erfolgen. Die verzeichnete Kurve verläuft niemals vollkommen periodisch. Es bleibt den Versuchsausführenden überlassen, abzuschätzen, welche Teile der Kurve die kleineren Fehler ergeben. Der Vergleich ihrer Charakteristik mit den aus verschiedenen Teilen der Kurve gewonnenen Ergebnissen gestattet es, mit der größten Wahrscheinlichkeit die Fehlergrenze zu schätzen.

Danach dürfte der gesamte relative Fehler bei Preßkork weniger als $\frac{1}{50}$ und bei gekörntem Kork etwa $\frac{1}{25}$ betragen. Der letztgenannte Wert darf nicht überraschen, da die Eigenart dieses Isolierstoffes nur eine ziemlich ungenaue Bestimmung seiner Wärmeleitzahl zuläßt.

Bemerkungen über die benutzte Versuchseinrichtung.

Anbringen des Thermoelementes. Die Preßkorkplatte wurde in der üblichen Weise an der oberen Fläche eben abgeschnitten, darauf mit einem Messer in zwei Teile zerschnitten, zwischen die das Thermoelement eingelegt wurde. Nachdem die Teile wieder zusammengesetzt waren, wurden sie in einen festen

Rahmen eingelegt. Schließlich wurde die obere Fläche durch Nacharbeiten völlig eben hergestellt. — In loser Isoliermasse wurde die Lötstelle durch eine Anzahl straff gespannter Fäden festgelegt.

Thermoelement und Galvanometer. Der erzeugte elektrische Strom kühlt die erwärmte und erhitzt die abgekühlte Lötstelle. Der Thermostat muß ständig auf der Mitteltemperatur ϑ_0 gehalten werden. Das Galvanometer muß sehr beständig sein. Es ist denkbar, daß die Wirkung der Abkühlung durch die Joulesche Wärme aufgehoben wird.

Anwärmgefäß. Kasten aus Messingblech.

Eisschale. Wegen des geringen Unterschiedes gegenüber der Außentemperatur ist dafür Sorge zu tragen, daß ein möglichst guter Kontakt stattfindet. Man suchte einen solchen mit Hilfe eines dünnen, festen Kautschukblattes herbeizuführen. Feuchtigkeit verbessert die Kontaktwirkung, darf jedoch nur in ganz geringer Menge angewandt werden, da sonst die Temperaturveränderungen eine Verzögerung erleiden. —

Zu obigem bemerkt Bénard:

Die von Duffieux ermittelten absoluten Werte:

$\lambda = 0{,}051$ für vorzüglichen gekörnten Kork von 99 kg/m³ Raumgewicht,

$= 0{,}049$ für Preßkork von 135 kg/m³ Raumgewicht,

$= 0{,}046$ für Preßkork von 180 kg/m³ Raumgewicht

dürften als die zuverlässigsten unter den bisher ermittelten anzusehen sein. Hch.

Zeitschriftenbericht.

Wissenschaftliche Grundlagen.

Die Kühlung eines Zylinders durch einen senkrecht zur Achse strömenden Luftstrom. Wilhelm Nußelt. Gesundh.-Ing., **45**, 1922, Heft 9.

Für ein Rohr, das der Länge nach von kälterer Luft umspült wird, setzt Nußelt auf Grund der Ähnlichkeit

$$\frac{\alpha\, d}{\lambda_m} = \Phi\left(\frac{d\, w_0 \cdot \varrho_m}{\eta_m}\right), \text{ wobei sind}$$

α die Wärmeübergangszahl,
d der Rohrdurchmesser,
λ_m die mittlere Wärmeleitzahl der Luft,
w_0 die Windgeschwindigkeit,
ϱ_m die mittlere Dichte der Luft,
η_m die mittlere Zähigkeit der Luft,
Φ eine durch Versuch zu bestimmende Funktion.

Nußelt benutzt zur Bestimmung von Φ-Angaben, die Hughes über seine Versuche mit der Abkühlung von Rohren, die mit Dampf geheizt waren, gemacht hat. Er gelangte zu der Formel

$$\alpha = 0{,}0670\, \frac{\lambda_m}{d}\left(1273 + \frac{d\, w_0\, \varrho_m}{\eta_m}\right)^{0{,}716}.$$

Ein Wärmeleitungsproblem. J. W. Nicholson. Proceeding of the Royal Society. Serie A. **100**, Nr. 704.

Es wird folgende Aufgabe behandelt: Ein langer Hohlzylinder ist in eine Flüssigkeit von gleichmäßiger Temperatur getaucht, wird plötzlich auf eine höhere Temperatur gebracht, z. B. dadurch, daß er von einer heißen Flüssigkeit durchströmt wird, und wird auf dieser Temperatur gehalten. Untersucht wird die Temperaturverteilung in der Flüssigkeit in ihrer Abhängigkeit von der Zeit sowie der Wärmeübergang.

Über das Verhalten gesättigter Dämpfe. R. Plank. Zeitschrift für technische Physik, **3**, 1922, 1.

Im ersten Abschnitt werden die drei Gleichungen entwickelt, die aus den beiden Hauptsätzen der Thermodynamik über den Zusammenhang von r, v, p, T und c folgen. Nämlich

$$r = A\, T\, (v'' - v')\, \frac{d\, P}{d\, T}$$

$$c_x'' - c_x' = \frac{d\, r}{d\, T} - \frac{r}{T}$$

$$c_p'' - c_p' = \frac{d r}{d T} - \frac{r}{T} + \frac{r}{v'' - v'}\left\{\left(\frac{\partial v''}{\partial T}\right)_p - \left(\frac{\partial v'}{\partial T}\right)_p\right\}$$

Hierbei bedeuten c_x'' bzw. c_x' die spezifischen Wärmen bei Zustandsänderungen längs der Grenzkurven. Ferner werden die Grenzbedingungen angegeben, die sich aus dem Verlauf der Grenzkurven ergeben: nämlich für

α) den kritischen Punkt:

$$v' = v''; \quad \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_T = 0; \quad \left(\frac{\partial^2 P}{\partial v^2}\right)_T = 0; \quad \begin{matrix} r = 0 \\ \varrho = 0 \end{matrix}$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_P = \infty; \quad \left(\frac{\partial v}{\partial P}\right)_T = \infty; \quad A\, p\, (v'' - v') = \psi = 0$$

$$\frac{d r}{d T} = -\infty$$

$$\frac{d \varrho}{d T} = -\infty; \quad \frac{d \psi}{d T} = -\infty$$

$$c_p = \infty; \quad c_x' = \infty; \quad c_x'' = -\infty$$

β) für sehr niedrigen Druck

$$\frac{\partial v'}{\partial T} = 0; \quad v'' = \frac{R\, T}{P}$$

$$c_p'' - c_p' = \frac{d r}{d T}; \quad c' = c_p' = c_x'$$

γ) für die unmittelbare Nähe des absoluten Nullpunktes

$$c' = 0, \qquad c_x'' = -\infty$$

$$r = r_0 \text{ (endlich)}.$$

Zu den thermodynamischen Gleichungen treten gewisse Erfahrungstatsachen, die in folgenden Regeln ihren Ausdruck finden:

a) Das Gesetz des geradlinigen Durchmessers von Matthias,
b) die van der Waalsche Form der Spannungskurve:

$$\ln \pi = a\left(1 - \frac{1}{\vartheta}\right), \text{ in der } \pi = \frac{P}{P_k} \text{ und } \vartheta = \frac{T}{T_k} \text{ bedeuten;}$$

$a \sim 7{,}4$ für nicht assoziierende Substanzen. Für letztere gilt nach Young auch

$$\frac{R \cdot T_k}{P_k \cdot v_k} = 3{,}7.$$

Nach Dieterici ist nahe dem kritischen Punkt

$$\frac{\psi}{r} = \frac{1}{7{,}4}\, \vartheta.$$

Das Maximum für ψ tritt nach Dieterici bei vielen Substanzen auf bei $T_0 = \frac{T_k}{1{,}3}$, nach Stefan Meyer bei $T_0 = \frac{T_k}{1{,}43}$ (aus der van der Waalschen Zustandsgleichung berechnet).

Nach Trouton ist $\frac{\mu \cdot r_1}{T_1} = k$, wobei k oft aber nicht immer ~ 21 ist, μ das Molekulargewicht bedeutet, r_1 und T_1 sich auf 1 at beziehen. Nach Cederberg ist

$$\frac{\mu \cdot r_1}{T_1} = \frac{4{,}57 \log P_k\left(1 - \frac{1}{P_k}\right)}{1 - \vartheta_1}.$$

Für den Wert von r sind eine Anzahl empirischer Gleichungen aufgestellt worden. Nach Regnault ist

$r = r_0 - aT$, für weitere Bereiche $r = r_0 - aT - bT^2 - g\,T^3$.

Nernst setzt $r = (r_0 + aT - bT^2)\,(1 - \pi)$, so daß im kritischen Punkte $r = 0$ wird, doch ist die Bedingung $\frac{dr}{dT} = -\infty$ im kritischen Punkte nicht erfüllt, und die Werte sind zum Teil erheblich falsch. Um den Grenzbedingungen besser zu genügen, setzt Mathias $r^2 = a\,(T_k - T) - b\,(T_k - T)^2$, was für CO_2 und NO_2 zwischen $t = 0$ und $t = t_k$ gute Werte ergibt, darunter aber nicht.

Mollier setzt $r = aT^m\,(T_k - T)^n$ mit $m < 1$, $n < 1$, und erhält in der Nähe des kritischen Punktes gute, bei tiefen Temperaturen zu kleine Werte.

Thiesen setzt

$$r = r_0\,(1 - \vartheta)^n = r_0'\,(T_k - T)^n \text{ mit } n < 1.$$

n ist eine individuelle Konstante. Die Gleichung reicht über das ganze Flüssigkeitsgebiet, hat aber kein Maximum der Verdampfungswärme.

Plank schlägt vor zu setzen

$$r = r_0\,(1 - \vartheta^m)^n = r_0'\,(T_k^m - T^m)^n \text{ mit } m > 1 > n.$$

Das Maximum von r liegt im absoluten Nullpunkt. m wird gleich 2 gesetzt, n muß den Versuchswerten angepaßt werden. Die Gleichung von Plank deckt die Versuchsergebnisse ebensogut wie die Thiesensche, wie für CO_2 und H_2O nachgewiesen wird.

Als Gleichung für die Spannungskurve gibt van der Waals an:

$$\ln \pi = 7{,}4\left(1 - \frac{1}{\vartheta}\right),$$

die umgeformt werden kann in

$$\log P = \alpha - \frac{\beta}{T}$$

wobei α und β individuelle Konstanten sind.

Dupré-Hertz-Rankine setzen:

$$\log P = \alpha - \frac{\beta}{T} - \gamma \log T - \delta T.$$

Nernst

$$\log P = \alpha_1 - \frac{\beta_1}{T_1} + \gamma_1 \log T - \delta_1 T, \text{ mit}$$

$$\beta_1 = \frac{\mu\, r_0}{4{,}571}, \quad \gamma_1 = 1{,}75, \quad \delta_1 = \frac{b}{4{,}571}.$$

Plank leitet aus seiner Gleichung für die Verdampfungswärme die Gleichung

$$\log P = \alpha_2 - \frac{\beta_2}{T} - \delta_2 T \text{ mit } \beta_2 = \frac{\mu \cdot r_0}{4{,}571} \text{ und } \delta_2 = \frac{\mu\, r_0\, k}{4{,}571 \cdot T_k^2}.$$

Die Gleichung ist ebenso genau wie die von Nernst, aber einfacher. (Fortsetzung folgt.) Kr.

Bücherbericht.

(Besprechung vorbehalten.)

Dr. Fritz Söllheim. Taylor-System für Deutschland. Grenzen seiner Einführung in deutsche Betriebe. Verlag R. Oldenbourg, München u. Berlin. Geh. M. 60, geb. M. 70.

Dr.-Ing. Otto Fahr. Die Einführung von Zeitstudien in einem Betrieb für Reihen- und Massenanfertigung der Metallindustrie. Ein Beitrag zur Methodik. Verlag R. Oldenbourg, München und Berlin. Geh. M. 38, geb. M. 48.

J. M. Witte. Wissenschaftliche Betriebsführung. Eine geschichtliche und kritische Würdigung des Taylor-Systems. Berechtigte Übertragung nach Horace Bookwalter Drury, Ph. D. Verlag R. Oldenbourg, München und Berlin. Geh. M. 26, geb. M. 36.

Wirtschaftliche Nachrichten und Rechtsfragen.

Mineralöle und Fette. Bericht der Firma Sachsenöl-Gesellschaft m. b. H., Dresden, den 16. März 1922.

Die weitere Verschlechterung der Reichsmark, zusammen mit der Heraufsetzung der amerikanischen Rohölpreise bewirkten weitere nicht unbeträchtliche Heraufsetzungen der Notierungen am Mineralölmarkt. — Die Reparationsfrage ist noch immer nicht geklärt. Zwar hat es den Anschein, daß eine Verminderung der deutschen Schuld geplant sei, und daß man Deutschland ein Moratorium bewilligen wolle. Die Bedingungen aber, die an derartige Erleichterungen geknüpft werden sollen, dürften so schwerwiegende sein, daß dadurch die Vorteile für Deutschland reichlich wieder ausgeglichen werden. Der große Devisenbedarf der Industrie und des Großhandels hält den Dollarkurs auf seinem höchsten Stand. — Es notieren im Großhandel pro kg, verzollt, einschließlich Faß ab Dresden:

Amerik. Maschinenöl-Raff. Visk. 2—20 b/50	M. 17,25—33,00
Amerik. Spindelöl-Raff. Visk. 2—7 b/20	» 16,50—17,50
Amerik. Heißdampf-Zylinderöl, Flp. 260—320	» 24,00—29,75
Sattdampf-Zylinderöl, Flp. 220—240	» 16,50
Maschinenöl-Dest. Visk. 3—11 b/50	» 17,00—18,00
Spindelöl-Dest. Visk. 3—7 b/20	» 16,00—17,00
Bohröl, weißlöslich	» 17,75
Vaselinöl, weißlich Visk. ca. 8 b/20	» 26,50
Gasöl, rein mineralisch	» 7,75
Maschinenfett	» 20,00
Harzöl-Wagenfett (Schwimmfett)	» 8,50
Fischtran, dunkelbraun	» 14,00

Dem Geschäftsbericht der **Kühlhaus Zentrum A.-G., Hamburg,** über das Jahr 1921 entnehmen wir:

Das zehnte Geschäftsjahr hat ein befriedigendes Erträgnis gebracht.

Sämtliche Kühl- und Gefrierräume waren während des ganzen Jahres vermietet.

Der Eisabsatz war infolge der andauernden warmen Witterung gegen das Vorjahr bedeutend gestiegen.

Die Gesellschaft hat das Haus Raboisen 19, das an das Kühlhaus angrenzt, zu angemessenem Preise gekauft.

Der Vorstand beantragt, den sich aus der Bilanz ergebenden Reingewinn einschließlich Vortrag aus dem Vorjahre wie folgt zu verteilen:

5 vH gesetzlicher Reservefonds	M. 12257,28
Satzungsmäßige Vergütung an Aufsichtsrat und Vorstand	» 40532,—
15 vH Dividende	» 195000,—
Vortrag auf neue Rechnung	» 25816,08
	M. 273605,36

Im neuen Jahr war der Geschäftsgang bisher zufriedenstellend; wie er sich weiter entwickeln wird, läßt sich heute noch nicht sagen.

Kleine Mitteilungen.

Bekanntmachung. Vom 1. April 1922 ab wird der Teuerungszuschlag der Abteilung III der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt (Wärme und Druck) mit Ausnahme der Fieberthermometer auf 900 vH erhöht.

Charlottenburg, den 13. März 1922.

Der Präsident der Physikalisch-Technischen Reichsanstalt, gez. Warburg.

Patentbericht.

Patente. Anmeldungen.

17a, 1. B. 94959. Balsa Refrigerator Korporation, New-York; Vertr.: H. Springmann. E. Herse u. Fr. Sparkuhle, Pat.-Anwälte, Berlin SW. 61. Anordnung einer Kompressionskältemaschine in einem Kühlschrank. 6. 7. 20. V. St. Amerika 12. 2. 15 u. 4. 1. 17.

17a, 8. R. 48510. Emil Riegelmann, Oberstdorf, Allgäu. Kältemaschine. 2. 10. 19.

17a, 8. G. 52861. Karl Gläßel, Stuttgart-Cannstatt, Schillerstraße 8. Vorrichtung zum Regeln von Kältemaschinen. 19. 1. 21.

17b, 2. M. 74668. Johannes Moll, Berlin-Schmargendorf, Forckenbeckstr. Eislager hinter dem Eisgenerator. 2. 8. 21.

17b, 2. W. 56387. Wilhelm Weckerle, Zuffenhausen-Stuttgart. Füllvorrichtung für Eiszellen. 4. 10. 20.

17b, 5. A. 31582. Akt.-Ges. Brown, Boveri & Co., Baden. Schweiz: Vertr.: Robert Boveri, Mannheim-Käferthal. Oberflächenkondensator. 22. 3. 19. Schweiz 13. 3. 19.

17c, 6. D. 39839. Martin Dorneck, Brieg, Bez. Breslau. Behälter zur Aufbewahrung von Speiseeis. 15. 6. 21.

17g, 1. Z. 11566. Michael Zack, Zürich; Vertr.: E. Lamberts, Pat.-Anw., Berlin SW. 61. Verfahren und Vorrichtung zur Kühlung und Verflüssigung von Gasen oder Gasgemischen. 8. 5. 20. Schweiz 30. 5. 18.

17g, 3. S. 48930. Vulkan Gesellschaft für Hütten- und Bergwerksbedarf m. b. H., Berlin. Verfahren und Vorrichtung zur Herstellung komprimierter Gase. 9. 9. 18.

27b, 8. B. 79068. Handel Maatschappij Rohka, Amsterdam; Vertr.: Siegfr. Meier, Pat.-Anw., Berlin SW. 61. Verfahren und Vorrichtung zur Kühlung von Luft- und Gasverdichtern. 19. 2. 15.

27b, 8. K. 77431. Hugo Klerner, Gelsehkirchen, Schalkerstraße 164. Reinigungsvorrichtung für Druckluft o. dgl. 30. 4. 21.

47f, 27. G. 55496. Philipp Gelius, München, Albanistr. 2. Vorrichtung zum Umwickeln von Röhren oder anderen zylindrischen Gegenständen mit Isolierteilen. 23. 12. 21.

Erteilungen.

17a, 2. 352244. Hans Biggen, Crefeld-Bockum, Windmühlenstraße 54. Kleinkältemaschine. 30. 6. 20. B. 94823.

17a, 8. 352577. Akt.-G. der Maschinenfabriken Escher Wyß & Co., Zürich, Schweiz; Vertr.: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann u. Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW. 11. Vorrichtung zur Beeinflussung des Betriebes einer mit einem durch fließendes Wasser gekühlten Kondensator ausgestatteten und durch einen Motor angetriebenen Kältemaschine. 22. 2. 21. A. 34933. Schweiz 21. 6. 20.

17a, 8. 352578. Max Güttner, Schmölln, S.-A. Reduzierventil für Eis- und Kälteerzeugungsmaschinen sowie zu anderen Zwecken. 1. 8. 20. G. 51610.

17a, 11. 352579. Akt.-G. der Maschinenfabriken Escher Wyß & Co., Zürich, Schweiz; Vertr.: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann u. Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW. 11. Kreiselverdichter, insbesondere für Kälteanlagen. 18. 5. 21. A. 35483.

17c, 2. 351951. Konrad Kohler, Zürich, Schweiz; Vertr.: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann u. Dipl.-Ing. E. Vorwerk Pat.-Anwälte, Berlin SW. 11. Querstrom-Regenkühleranlage zum Rückkühlen des Kühlwassers von Kondensationsanlagen auf Fahrzeugen. 4. 1. 21. K. 75821.

17c, 2. 352510. Konrad Kohler, Zürich, Schweiz; Vertr.: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann u. Dipl.-Ing. Vorwerk. Pat.-Anwälte, Berlin SW. 11. Verfahren zum Betriebe eines Querstrom-Regenkühlers zum Rückkühlen des Kühlwassers von Dampfkondensationsanlagen auf Fahrzeugen. 31. 12. 20. K. 75768.

Auszüge aus den Patentschriften.

17g, 1. 349600. Verfahren zur Verflüssigung von Wasserstoff. Dr. Gerhard Hübers in Frankfurt a. M.

Gemäß vorliegender Erfindung wird die Wasserstoffverflüssigung, nachdem sie zunächst unter Zuhilfenahme von flüssiger oder kalter Luft eingeleitet ist, ohne Zufuhr äußerer Kälte, allein mittels der Kältewirkung der Wasserstoffexpansion durchgeführt. Daß es mittels der bisherigen Apparatekonstruktionen, die vorwiegend Laboratoriumsapparate sind, da die industrielle Verflüssigung von Wasserstoff bisher nicht gelungen ist, nicht möglich war, die Verflüssigung ohne dauernde Kältezufuhr von außen durchzuführen, und dehalb auch allgemein für unmöglich gehalten wird, hat seinen Grund hauptsächlich in folgendem:

Um dem Apparat während der anfänglichen Kühlperiode die flüssige Luft zusetzen zu können, muß er mit besonderen Rohren für den Durchgang der flüssigen Luft bzw. ihrer Dämpfe ausgestattet sein. Hört nach der Abkühlung des Apparates die Durchleitung von Luft durch diese Rohre auf, so sind sie nicht nur nutzlos, sondern hindern die gute Übertragung der Kälte des expandierten Wasserstoffes auf den ankommenden komprimierten und leiten außerdem beträchtliche Kältemengen nach außen ab. Die lediglich durch die Expansion des Wasserstoffes gewonnene Kälte reicht dann nicht mehr aus, diese Verluste zu decken und die Verflüssigung aufrechtzuerhalten.

Diese Übelstände werden gemäß vorliegender Erfindung dadurch vermieden, daß man entweder gar keine besonderen Rohre für die Durchleitung der flüssigen Luft vorsieht, vielmehr zuerst durch den Apparat ausschließlich Luft und dann ausschließlich Wasserstoff durchleitet, oder indem man zwar besondere Rohre für den Durchgang der flüssigen Luft vorsieht, diese aber nach Abkühlung des Apparates mit zur Durchleitung von Wasserstoff heranzieht. Auch ist es möglich, diese Rohre nach erfolgter Abkühlung des Apparates zu entfernen bzw. sie so isoliert anzuordnen, daß sie nicht mehr schaden können.

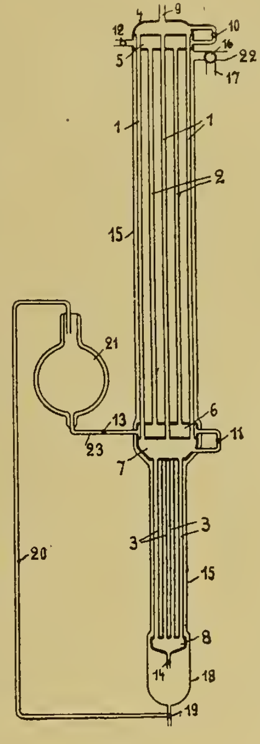


Abb. 38.

In Abb. 38 ist ein Apparat dargestellt, wie er sich für das neue Wasserstoffverflüssigungsverfahren eignet. Er arbeitet zunächst als Luftverflüssiger. Hat er dadurch die Temperatur der flüssigen Luft erreicht, so wird anstatt Luft komprimierter Wasserstoff in ihm zur Expansion gebracht, der sich allmählich durch die Expansion im Gegenstromverfahren auf seine eigene Verflüssigungstemperatur abkühlt. Es ist zweckmäßig, den Apparat nicht sofort nach Erreichung der Temperatur der flüssigen Luft auf Wasserstoff umzustellen, sondern mit der Luftverflüssigung noch eine Zeitlang fortzufahren und die erzeugte flüssige Luft aufzuspeichern, die man dann nach Umstellen auf Wasserstoff dem Apparat allmählich zusetzt, um so sicher zu sein, daß die Verflüssigung des Wasserstoffes erreicht wird. Auch bei Störungen im Arbeiten des Apparates kann man von der aufgespeicherten flüssigen Luft zusetzen und so die Wasserstoffverflüssigung sichern.

Der Apparat besteht aus drei Rohrbündeln 1, 2 und 3, die durch die Köpfe 4 und 5, 6 und 7 und 8 zusammengefaßt sind. Zunächst wird gereinigte und getrocknete Preßluft bei 9 eingeleitet. Die Ventile 10 und 11 sind geöffnet, 12 und 13 geschlossen. Die Luft strömt dann teilweise durch die Rohre 1, teilweise durch das Ventil 10, die Rohre 2 und das Ventil 11 in den Sammler 7

und von hier durch die Rohre 3 zu dem Expansionsventil 14, an dessen Stelle auch eine Expansionsmaschine angeordnet sein kann. Die expandierte Luft umspült in dem Mantelrohr 15 die Rohrbündel 1, 2, 3 und tritt durch das Umschaltventil 16 und den Rohransatz 17 ins Freie.

Beginnt sich flüssige Luft in dem Sammelgefäß 18 anzusammeln, dann wird das Umschaltventil 19 so weit geöffnet, daß die flüssige Luft entweichen kann und durch den im Mantelrohr 15 herrschenden, durch das Ventil 16 regelbaren Gegendruck über die Leitung 20 in das Vakuumgefäß 21 gedrückt wird. Hat sich genügend flüssige Luft in diesem angesammelt, dann wird der Apparat auf Wasserstoff umgestellt. Zu diesem Zweck läßt man zunächst die noch in dem Apparat befindliche komprimierte Luft auf Atmosphärendruck herunterexpandieren. Dann läßt man denselben Hochdruckkompressor, der vorhin die Luft komprimierte, Wasserstoff ansaugen und treibt diesen zunächst ohne Druck durch sämtliche Zu- und Ableitungen und den Verflüssigungsapparat, auf diese Weise alle Teile von Luft reinigend. Die Reinigung von Kohlensäure und die Trocknung des Wasserstoffes geschieht in derselben Anlage, die vorhin die Luft reinigte und trocknete.

Sind alle Teile vollständig mit Wasserstoff ausgespült, dann wird der Wasserstoff komprimiert und bei 9 in den Verflüssigungsapparat eingeleitet. Die Ventile 10 und 11 werden geschlossen, so daß der Wasserstoff nur durch die Rohrbündel 1 und 3 zu der Expansionsstelle 14 strömen kann. Das expandierte Gas gelangt durch das Mantelrohr 15, das Umschaltventil 16 und das Rohr 22 in den Gasometer zurück, von wo es von neuem ansaugt wird. Während dieser Periode der Abkühlung des Apparates von der Temperatur der flüssigen Luft auf die Temperatur des flüssigen Wasserstoffes wird flüssige Luft aus dem Vakuumgefäß 21 durch die Leitung 23 und das Ventil 13 in die obere Hälfte 6 des Sammlers 6, 7 eingeleitet, wo sie verdampft. Die Dämpfe steigen in den Rohren 2 hoch und verlassen den Apparat durch das Ventil 12, nachdem sie ihre Kälte an den expandierten und durch diesen an den komprimierten Wasserstoff abgegeben haben. Nachdem durch die am Ventil 14 stattfindende Expansion die Verflüssigungstemperatur des Wasserstoffes erreicht ist und sich flüssiger Wasserstoff in dem Sammelgefäß 18 anzusammeln beginnt, wird das Ventil 13 in der Leitung 23 vom Vakuumgefäß 21 zum Apparat geschlossen, und nachdem man dann durch geringes Öffnen des Ventils 11 das Rohrbündel 2 mit Wasserstoff ausgespült hat, auch das Ventil 12. Dann werden die Ventile 10 und 11 voll geöffnet, so daß nun komprimierter Wasserstoff auch durch die Rohre 2 zur Expansionsstelle strömt. Während der nun einsetzenden Gewinnung von flüssigem Wasserstoff ist die Kälteübertragung aus dem expandierten Wasserstoff an den komprimierten eine vollkommene. Der Apparat hat keine Teile, durch die Kälte nach außen abgeleitet wird, da die Leitungen 20 und 23 nur schwach sind und auch, weil sie keinen Druck auszuhalten haben, aus die Wärme schlecht leitendem Material hergestellt werden können. Der obere Teil des Apparates mit den Rohrbündeln 1 und 2, in denen eine Temperatur von + 15° C bis etwa — 190° C herrscht, hat mehr Rohre und damit größeren Querschnitt als der untere Teil mit den Rohren 3, in denen eine Temperatur von etwa — 190 bis — 250° C herrscht und in dem sich daher der Wasserstoff schon erheblich zusammengezogen hat. Diese Querschnittsverringerung nach der Seite der tieferen Temperatur wirkt günstig auf den Wärmeaustausch und vermindert auch die Kälteverluste.

Ist es während des Betriebes erwünscht, dem Apparat Kälte von außen zuzusetzen, so kann dies nach Schließen der Ventile 10 und 11 und Öffnen der Ventile 12 und 13 durch Einfließenlassen von flüssiger Luft aus dem Vakuumgefäß 21 in den Sammelraum 6 geschehen.

Um den Eintritt äußerer Wärme in den Verflüssigungsapparat zu verhindern, können der obere und untere Apparateteil oder auch nur der untere kältere Teil mit — auf der Zeichnung nicht dargestellten — Vakuummänteln umgeben sein. Diese brauchen nicht evakuiert zu werden. Es entsteht vielmehr ganz von selbst in dem Ringraum zwischen dem Mantelrohr 15 und dem äußeren Vakuummantel ein außerordentlich gutes Vakuum, weil sich die darin enthaltene Luft an dem Sammelgefäß 18 weit unter ihren Verflüssigungs- und Gefrierpunkt abkühlt, so daß dann ihre Dampfspannung nur noch verschwindend gering ist. Dadurch, daß man den Vakuumraum des wärmeren Apparateteiles mit demjenigen des kälteren verbindet, entsteht auch in ersterem das hohe Vakuum.

Patent-Ansprüche:

1. Verfahren zur Verflüssigung von Wasserstoff durch Expansion im Gegenstromverfahren, dadurch gekennzeichnet, daß die Wasserstoffverflüssigung, nachdem sie unter anfänglicher Zufuhr von äußerer Kälte in Form von flüssiger oder verdampfender Luft eingeleitet ist, ohne äußere Kältezugabe nur mittels der Kältewirkung der eigenen Expansion durchgeführt wird.

2. Verfahren zur Verflüssigung von Wasserstoff nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß nur während der Abkühlung des Apparates von der Temperatur der flüssigen Luft auf die Temperatur des flüssigen Wasserstoffes von außen Kälte zugegeben wird.

3. Apparat zur Ausführung des Verfahrens nach Anspruch 1 und 2, dadurch daß der Apparat vom Eintrittsende der Luft bzw. des Wasserstoffes bis zu etwa dem Punkte, wo eine der Temperatur der flüssigen Luft entsprechende Temperatur herrscht, in zwei Rohrgruppen (1, 2) unterteilt ist, die während der Luftverflüssigung und der endgültigen Wasserstoffverflüssigung beide von Luft bzw. Wasserstoff in derselben Richtung durchströmt werden, während in der Zeit der zwischenliegenden Periode der Abkühlung des Apparates von der Temperatur der flüssigen Luft auf diejenige des flüssigen Wasserstoffes die eine Rohrgruppe (2) durch eingebaute Ventile für den Durchgang des komprimierten Wasserstoffes gesperrt und dafür an den Behälter (21) für die aufgespeicherte Luft angeschlossen wird, welche diese Rohrgruppe nun im Gegenstrom zu dem komprimierten Wasserstoff durchströmt.

4. Apparat zur Ausführung des Verfahrens nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß ein den kältesten Apparateteil umgebender Vakuummantel (29, 31), in welchem sich infolge der starken Abkühlung der Luft des Vakuummantels an den kalten Apparatewänden ein sehr hohes Vakuum bildet, in Verbindung steht mit dem die wärmeren Apparateteile umgebenden Vakuummantel (33, 34), so daß auch hier von selbst das hohe Vakuum entsteht.

Zwei weitere Ansprüche betreffen Ausführungsformen.

Deutscher Kälte-Verein.

Vorsitzender: Geh. Rat Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz, Technische Hochschule Danzig.
Schriftführer: A. Kaufmann, Oberingenieur. Adr.: Berlin NW 23, Brückenallee 11.
Schatzmeister: E. Brandt, Direktor. Adr.: Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Arbeitsabteilung I: Für wissenschaftliche Arbeiten. Obmann: Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig.
Arbeitsabteilung II: Für Bau und Lieferung von Maschinen, Apparaten. Obmann: Ober-Ing. Heinr. Meckel, Berlin-Pankow.
Arbeitsabteilung III: Für Anwendung von künstlicher Kälte und Natureis. Obmann: Direktor A. Lucas, Leipzig A.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

5. Heft | Mai 1922 | 29. Jahrgang

Man beachte die Mitteilung des Deutschen Kälte-Vereins auf S. 96, die diesjährige Hauptversammlung betreffend.

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Ein Beitrag zur Theorie der Luftverflüssigung nach Linde und Claude.

Von Dipl.-Ing. Artur Seligmann.[1])

I. Bezeichnungen.

Es sei im folgenden:

p der Druck in kg/cm²,

v das spezifische Volumen in m³/kg,

$\gamma = \frac{1}{1000 \cdot v}$ = das spezifische Gewicht in g/cm³,

T die absolute Temperatur,

s die spezifische Entropie in kcal/° C · kg,

i der spezifische Wärmeinhalt in kcal/kg,

r die Verdampfungswärme in kcal/kg,

$q_{ü}$ die Überhitzungswärme in kcal/kg,

q^* die gesamte der Luft unter dem konstanten Drucke von 1 at von der Umgebungstemperatur bis zur völligen Verflüssigung zu entziehende Wärme $= r + q_{ü}$ für 1 at in kcal/kg,

a die bei der Verdichtung zu leistende Arbeit in mkg/kg,

q die an das Kühlwasser abgegebene Wärme in kcal/kg,

q_0 die bei der isothermen Verdichtung eintretende Änderung des Wärmeinhaltes in kcal/kg,

J das mechanische Wärmeäquivalent = 427 in mkg/kcal.

Die Zustände an der Grenzkurve sind wie üblich mit ′ bzw. ″ bezeichnet. Die Zeiger $_h$ bzw. $_n$ beziehen sich auf den Hoch- bzw. Niederdruckkreislauf. Kleine lateinische Buchstaben bezeichnen die auf 1 kg durch den Kreislauf gehender Luft bezogenen spezifischen Mengen, kleine deutsche Buchstaben die auf 1 kg verflüssigtes Endprodukt bezogenen spezifischen Mengen, große Buchstaben absolute Mengen.

Die eingeklammerten Zahlen verweisen auf die entsprechende Stelle des am Schluß der Arbeit aufgeführten Quellennachweises.

In den Zahlentafeln bedeutet, teils in Anlehnung an das Statistische Jahrbuch (33), S. VI.:

0; 0,0; 0,00	= Mehr als Nichts, aber weniger als eine Einheit der letzten Stelle (Spuren).
Ein Strich —	= Gar nichts.
Ein Punkt ·	= Es liegt keine Angabe vor.
Ein Kreuz ×	= Angabe wäre sinnlos.
Wiederholungszeichen "	= Derselbe Wert wie darüber.

[1]) Eingegangen am 12. Dezember 1921.

Als Formelzeichen sind die vom AEF und NDI vorgeschlagenen angewandt (Entwurf D. I.-Norm 522); außerdem ist, wie der Verfasser im Anschlusse an Grübler (34, S. 6) vorschlägt, das Zeichen ≙ angewandt bei graphischen Darstellungen in der Bedeutung: wird dargestellt durch, bzw. entspricht.

II. Einleitung.

An gemeinverständlichen Darstellungen der Luftverflüssigungsverfahren nach Linde und Claude ist kein Mangel (Nr. 1 bis Nr. 26 des Quellennachweises); alle Bearbeitungen sind jedoch letzten Endes ziemlich elementar geblieben und zeigen eine gewisse Scheu vor ziffernmäßigen Angaben über den Verlauf der Prozesse, ganz im Gegensatze zu der genauen Theorie und strengen zahlenmäßigen Festlegung, die man bei den gewöhnlichen Kaltdampf- oder gar den Kraftmaschinen gewohnt ist, der Rechnung und den Versuchen zugrunde zu legen. Der Grund schien im Fehlen quantitativ brauchbarer Schaubilder zu liegen, zu deren Entwurf daher im folgenden der Versuch gemacht wird.

III. Die Schaubilder für Luft bei tiefen Temperaturen.

Die hier als Abb. 39 bis 41 mitgeteilten Schaubilder sind berechnet mit Hilfe der folgenden vom Verfasser aufgestellten Zustandsgleichung für Luft:

$$p = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a + c\,T + g\,T^2}{v^2} - \frac{\alpha \cdot T}{v^{10}} \quad . \quad (1)$$

worin:

$R = +29 \cdot 10^{-4}$, $b = +1{,}1 \cdot 10^{-3}$, $a = +18 \cdot 10^{-4}$ | $c = -3 \cdot 10^{-6}$, $g = +2 \cdot 10^{-9}$, $\alpha = +8 \cdot 10^{-29}$

wenn p in kg/cm², v in m³/kg.

Nach ihr wird in Anwendung bekannter Regeln der Wärmelehre (näheres siehe bei Planck (27) und Mollier (29)).

$$c_v = c_{v_0} + \frac{2 \cdot g \cdot T}{v \cdot J} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

$$s = c_{v_0} \cdot \ln T + \frac{2 \cdot g \cdot T}{J \cdot v} + \frac{R}{J} \cdot \ln(v - b) + \frac{c}{v \cdot J} + \frac{\alpha}{J \cdot 9\,v^9} + \text{Konst.} \quad . \quad (3)$$

$$i = c_{v_0} \cdot T + \frac{g \cdot T^2}{v \cdot J} - \frac{a}{v \cdot J} + \frac{p \cdot v}{J} + \text{Konst.} \quad . \quad (4)$$

$$c_{v_0} = c_{p_0} - \frac{R}{J} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Nach Witkowski (31) wurde gesetzt

$$c_{p_0} = \text{konst} = 0{,}237 \text{ kcal/kg °C} \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

also

$$c_{v_0} = 0{,}237 - \frac{29}{427} = 0{,}169 \approx 0{,}17 \text{ kcal/kg °C} \quad . \quad . \quad (7)$$

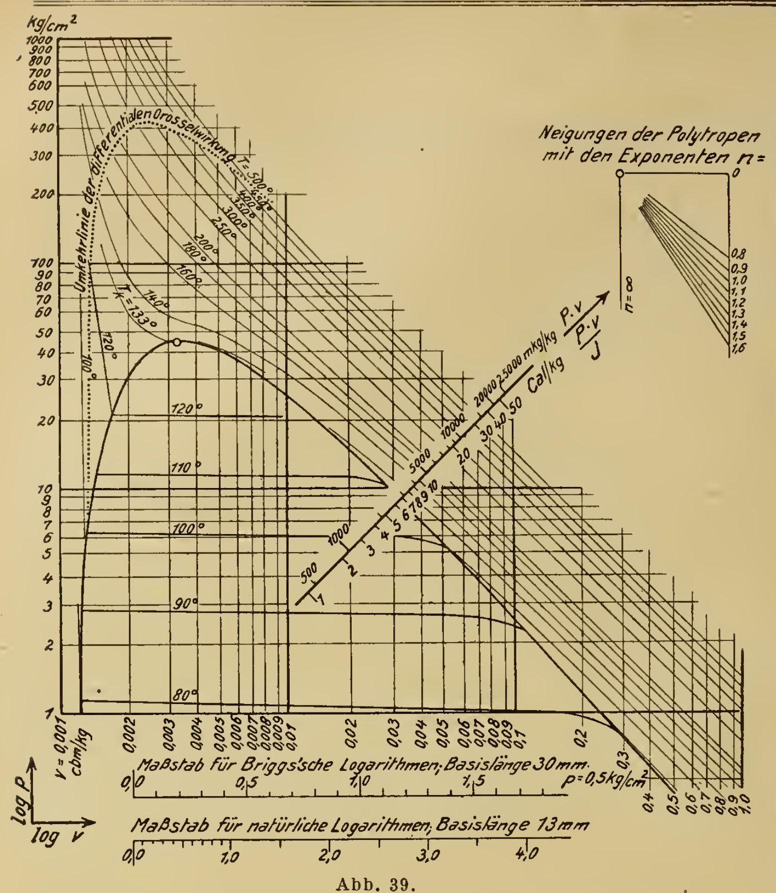


Abb. 39.

Zur Vermeidung negativer Werte erhielten die Konstanten der Gleichungen (3) bzw. (4) die Werte 300 bzw. 100.

Um in besserer Übereinstimmung mit der Wirklichkeit zu bleiben, wurde die Dampfdruckkurve nicht auf Grund der Zustandsgleichung und der Maxwellschen Regel berechnet, sondern nach den Beobachtungen von Linde, Baly, Inglis, Wroblewski und Olzewski in das pv-Feld eingetragen und außerdem die linke Grenzkurve im sT-Bilde nach den beobachteten Verdampfungswärmen von Alt und Witt korrigiert. Über die Begründung der Zustandsgleichung und der davon hergeleiteten Schaubilder, namentlich über die Verhältnisse im Sättigungsgebiet behält sich der Verfasser weitere Mitteilung vor; hier sei nur noch erwähnt, daß sie zwar (namentlich für ganz kleine Volumina und in der Nähe des kritischen Punktes) nicht unerhebliche Ungenauigkeiten enthält; jedoch erweist sie sich als ausreichend, um über grundsätzliche Fragen Klarheit zu gewinnen.

Die große Bedeutung, die dem Drosselvorgang bei der Lindemaschine zukommt, und die Tatsache, daß bei beiden Systemen der Wärmeaustauscher eine große Rolle spielt, in welchem die Wärme bei gleichbleibendem Drucke zugeführt wird, ließ es geraten erscheinen, als eine der Koordinaten für das zu entwerfende Schaubild den Wärmeinhalt vorzusehen. Bei der großen Verbreitung, die das is-Schaubild nach Mollier gefunden hat, und bei der Gewöhnung vieler Ingenieure an dieses lag es nahe, sich auch zur Lösung der hier vorliegenden Aufgabe seiner zu bedienen. Für die praktische Rechnung hat es allerdings den Vorzug, alle in Betracht kommenden Größen auf einem Blatte zu vereinigen. Es stellt sich jedoch heraus, daß zur Entwicklung der Theorie der Lindemaschine das ip-Bild besonders bequem ist, während im allgemeinen nächst dem pv-Bilde das sT-Bild das anschaulichste bleibt. Es kam ja aber in der Hauptsache darauf an, die noch häufig mißverstandene Arbeitsweise der Maschinen zu erklären, deshalb wurden die hier gegebenen Schaubilder im Interesse der größeren Anschaulichkeit vorgezogen.

Abb. 39, da sie sozusagen die Zustandsgleichung zeichnerisch verdeutlicht, vom Verfasser »Zustandsbild« genannt, hat zu Koordinaten $\log p$ und $\log v$; die Vorteile der logarithmischen Darstellungsweise sind bekannt; hier sei nur kurz darauf hingewiesen, daß sämtliche Polytropen Gerade werden, daß die Größen $\ln \frac{p_1}{p_2}$ bzw. $\ln \frac{v_2}{v_1}$ unmittelbar an dem unten angebrachten Maßstabe abgegriffen, sowie daß die Größen $p \cdot v$ bzw. $\frac{p \cdot v}{J}$ unmittelbar durch Herüberloten unter 45° auf den in der Mitte verzeichneten Maßstab ermittelt werden können.

Abb. 40 hat zu Koordinaten i und $\log p$ und wird wegen ihrer Bedeutung für den Drosselvorgang im folgenden kurz »Drosselbild« genannt. Abb. 41 endlich ist die unter dem Namen »Wärme(schau)bild« bekannte Darstellung mit den Koordinaten s und T.

IV. Über die Theorie der Luftverflüssigung.

1. Voraussetzungen und Ziel der Untersuchung.

Folgende Voraussetzungen haben sich zur Vereinfachung der Aufgabe als nötig oder zweckmäßig erwiesen.

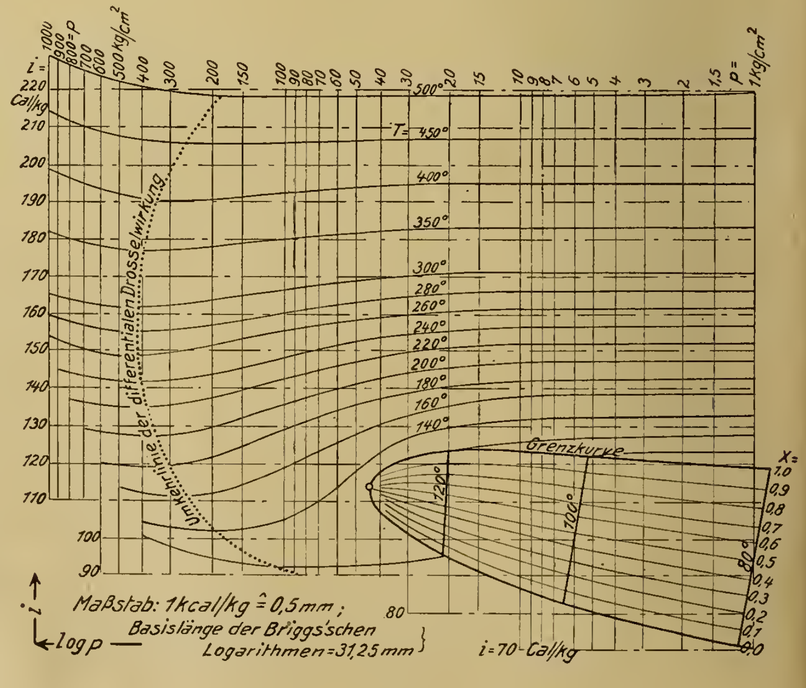


Abb. 40.

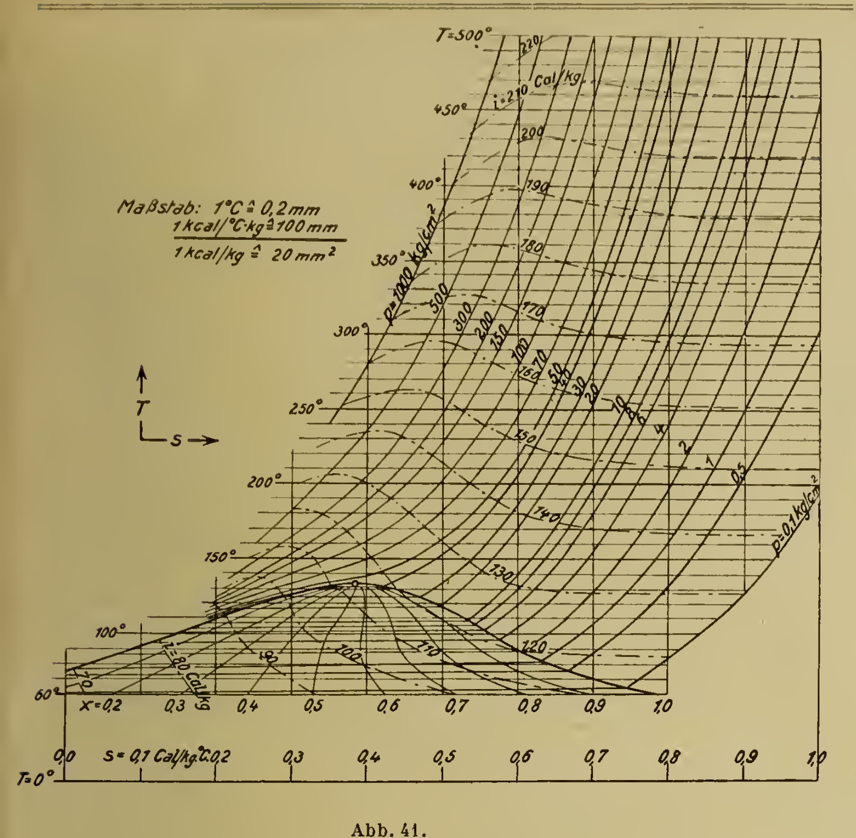


Abb. 41.

1. Bei allen Maschinen wird lediglich der Beharrungszustand betrachtet. In der industriellen Praxis ist die unbedingte Hauptsache ein möglichst wirtschaftliches Arbeiten im Beharrungszustande, ja man kann sagen, daß es nur auf diesen ankommt, und daß die Anlaufperiode daneben gar keine Rolle spielt.

2. Die Isolation wird immer als vollkommen vorausgesetzt. Das ist zwar mit menschlichen Mitteln niemals zu erreichen möglich, und praktisch bleiben die Einstrahlungsverluste auch keineswegs ganz bedeutungslos; im Rahmen dieser Arbeit, bei der es sich in der Hauptsache um die Entwicklung einer thermodynamischen Theorie handelt, soll um die Aufgabe nicht allzusehr zu komplizieren, angenommen werden, daß durch die Einstrahlung alle zu vergleichenden Maschinen gleichermaßen betroffen werden, wenngleich nicht verhehlt werden kann, daß dadurch die Maschine von Claude zu gut wegkommt.

3. Der Wärmeaustausch im Gegenströmer sei ebenfalls bei der Berechnung der Energiebilanz als vollkommen vorausgesetzt; diese Voraussetzung kann in der Praxis als nahezu vollständig erfüllt gelten (vgl. z. B. die Versuche an der Wesleyan-University und an der University of Illinois (19) und (20)). Für die Vergleichung der erforderlichen Kühlflächen mußte allerdings von dieser Voraussetzung abgewichen werden.

4. Die Kühlwassertemperatur betrage stets 290° abs. Die Kühlwassermenge sei beliebig groß, und spiele zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit keine Rolle.

5. Die Verdichtung erfolge stets streng isotherm; es würde erforderlichenfalles nicht schwer sein, eine polytropische Verdichtung in Rechnung zu stellen.

6. Auf die durch die Abscheidung von CO_2 und H_2O bedingten Änderungen in bezug auf Wärmeinhalt und Volum werde keine Rücksicht genommen; ebensowenig werden die Konzentrationsänderungen des Systems O_2—N_2 beachtet und die durch sie bedingten Änderungen der kalorischen Größen.

7. Das gewünschte Endprodukt sei stets flüssige Luft von Atmosphärendruck.

Die Untersuchung erstrecke sich auf folgende Punkte:

1. Die von den Verdichtern zu leistende Arbeit abzüglich der etwa in einem Expansionszylinder gewonnenen. Diese Größe ist in erster Linie maßgebend für die Wirtschaftlichkeit einer Anlage.

2. Die an das Kühlwasser abzuführende Wärmemenge.

3. Das Hubvolumen der Maschinen; diese Größe kann ein Maß abgeben für die Anlagekosten.

4a) Die in den Wärmeaustauschern umzusetzende Wärmemenge und

4b) die dabei wirksame Temperaturdifferenz. Diese beiden sind maßgebend für die Berechnung der Austauschflächen.

Alle Vergleichswerte werden bezogen auf je 1 kg flüssig unter Atmosphärendruck zu entnehmender Luft.

2. Die Maschine von Linde.

a) Maschine mit einfachem Kreislaufe.

α) Kurze grundsätzliche Beschreibung.

Da es, wie S. 77 erwähnt, an guten grundsätzlichen Beschreibungen nicht fehlt, genügt es, hier mit wenigen Worten die Bezeichnungen zu erklären.

Luft vom Zustande 1 (p_1 in unserem Falle = 1 at, $T_1 = 290^0$) wird vom Verdichter V angesaugt und unter Abgabe der Wärme Q an das Kühlwasser isotherm auf Zustand 2 verdichtet (p_2, $T_2 = T_1$). Hierauf wird sie im Wärmeaustauscher W unter gleichem Druck auf

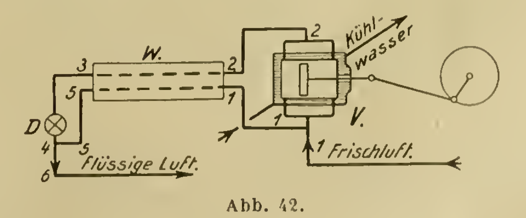


Abb. 42.

Zustand 3 abgekühlt ($p_3 = p_2$, T_3), wobei sie die Wärme Q_{23} abgibt; dann wird sie im Drosselventil D heruntergedrosselt, wobei sie sich abkühlt und teilweise verflüssigt, Zustand 4 ($p_4 = p_1$, T_4, x_4); das Gemisch wird dann mechanisch in Flüssigkeit und Dampf getrennt; erstere wird als das gewünschte Endprodukt entnommen, Zustand 6 ($p_6 = p_1$, $T_6 = T_4$, $x_6 = 0$);

letzterer tritt mit Zustand 5 ($p_5 = p_1$, $T_5 = T_4$, $x_5 \approx 1$) in den Gegenströmer und wird hier unter gleichem Druck wieder auf den Anfangszustand 1 erwärmt; nun wird die Luft vom Verdichter wieder angesaugt und beginnt den Kreislauf von neuem, es muß natürlich ebensoviel Frischluft zugesetzt werden, als man Flüssigkeit entnimmt. Wenn der Voraussetzung gemäß $p_1 = 1$ at, so ist $T_4 = T_5 = T_6 \approx 80^0$ abs.

β) Die Arbeit der isothermen Verdichtung.

Eine im folgenden häufig gebrauchte Größe ist die für die isotherme Verdichtung aufzuwendende Arbeit

$$a = -\left[\int_{p_1}^{p_2} v \cdot d\,p\right]_{T=\text{konst}} \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Aus der allgemeinen Wärmegleichung

$$T \cdot d\,s = d\,i - \frac{v \cdot d\,p}{J} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

folgt für die Isotherme

$$\left[\frac{a_{is}}{J}\right]_1^2 = T \cdot (s_1 - s_2) - (i_1 - i_2) \quad . \quad (9\,a)$$

Im Wärmebilde wird diese Arbeit dargestellt durch die Fläche *12 bc 81* der Abb. 43, worin $\overline{28}$ eine Linie gleichen Wärmeinhaltes, $\overline{81}$ eine Isobare sein soll. Diese Darstellungsweise entspricht dem folgenden Kreisprozesse: vom Zustande 1 wird die Luft im Zylinder *I* isotherm auf den Druck p_2 verdichtet, dabei wird die Wärme $Q \triangleq$ Fläche *12 ba* im *sT*-Bilde abgeführt und die Arbeit $A_{12} \triangleq$ Fläche *12 ba* im *pv*-Bilde aufgewendet; nun werde das in der Skizze angedeutete Drossel-

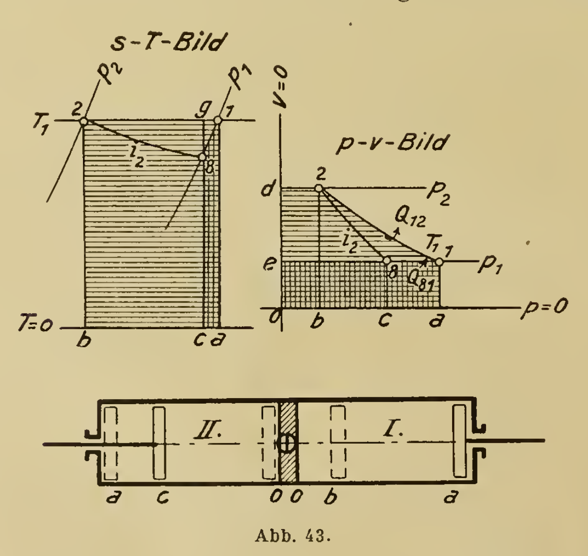


Abb. 43.

ventil geöffnet, der Kolben *I* von der gestrichelten Stellung mit solcher Geschwindigkeit bis zur Stellung Null verschoben, daß der Druck konstant gleich p_2 bleibt, dabei wird eine Arbeit $\triangleq$ Fläche *2d 0b* aufgewendet; der Kolben *II* sei mit dem konstanten Gegendruck p_1 belastet, er wird sich dann bis zur ausgezogen gezeichneten Stellung *c* zurückschieben und dabei die Arbeit $\triangleq$ Fläche *e8 c0* abgeben. Punkt *c* muß nämlich genau so weit von der Nullstellung des Kolbens *II* entfernt sein als der Entfernung $\overline{e8}$ entspricht, wenn $\overline{28}$ eine Linie gleichen Wärmeinhaltes ist. Wärme ist während des ganzen Drosselvorganges nach außen hin nicht umgesetzt worden. Nun hat sich das Gas abgekühlt, um es wieder in den Anfangszustand zurückzubringen, muß ihm bei gleichem Druck die Wärme zugeführt werden, die im *sT*-Bilde der Fläche *81ac* entspricht, wobei die Arbeit $\triangleq$ Fläche *81ac* im *pv*-Bilde geleistet wird. Insgesamt ist also unsere gesuchte Arbeit $-\int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp$ aufgewendet und die Wärme $\triangleq$ Fläche *12bc81* abgeführt worden; beide müssen nach dem ersten Hauptsatze einander gleich sein. Die genannte Fläche kann genügend genau als Summe des Rechteckes *g2bc* und des Dreieckes *1g8* aufgefaßt werden. Bequemer ermittelt man aber die Arbeit nach Gleichung (9), indem man die Differenz der Entropiewerte aus dem Wärmebilde, die Differenz der Wärmeinhalte dagegen aus dem *i* log *p*-Bilde als Strecken entnimmt.

γ) Verfolgung des einfachen Lindeverfahrens an Hand der Schaubilder.

Wir betrachten jetzt den oben beschriebenen einfachen Kreislauf einer Linde-Anlage. Zunächst ziehen wir die Energiebilanz:

1. Vom Verdichter wurde die Arbeit $\frac{1}{J} \cdot a$ geleistet,
2. an das Kühlwasser wurde die Wärme Q abgegeben,
3. es ist eine Kälteleistung Q_0 bewirkt dadurch, daß Luft als warmes Gas in den Apparat eintrat, als kalte Flüssigkeit dagegen entnommen wird. Diese Kälteleistung ist gleich dem Unterschiede der Wärmeinhalte Q^* für diese Menge Luft.

Alle sonstigen Energieumsetzungen vollziehen sich (bei der vorausgesetzten vollkommenen Isolierung) innerhalb des Systemes, treten nach außen nicht in Erscheinung. Deshalb besteht nach dem ersten Hauptsatze die Beziehung

$$Q = Q_0 + \frac{a}{J} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Daher entspricht die Kälteleistung nach obigem der Fläche $\overline{81ac}$ der Abb. 43.

Bezeichnet man in der üblichen Weise die Leistungsziffer mit ε, so ist

$$\varepsilon = \frac{J\,Q_0}{a} = \frac{\text{Fläche } 81ca}{\text{Fläche } 12bc81} \quad . \quad . \quad (11)$$

Linde schreibt (6, S. 7):

»Während die Abkühlungen nahezu proportional mit der Druckdifferenz zunehmen, so wächst der Arbeitsverbrauch für die Kompression mit dem Verhältnis der Drücke; z. B. wird bei der Entspannung von 100 auf 10 at eine nahezu 10 mal so starke Abkühlung erzielt werden als bei der Entspannung von 10 auf 1 at, während in beiden Fällen die Kompressionsarbeit die gleiche ist.«

Diese Sätze dienen dann zur Begründung der Behauptung, daß es vorteilhaft sei, mit erhöhtem Anfangsdrucke zu arbeiten.

Die Schlußfolgerung ist ja zweifellos richtig, aber sehen wir uns die Einzelheiten einmal etwas näher an.

Zunächst trifft die Behauptung, der Arbeitsbedarf der isothermen Verdichtung hänge nur vom Druckverhältnisse ab, nur für ideale Gase zu, dessen war sich Linde natürlich bewußt. Mathematisch ausgedrückt ist bei diesen die Größe

$$\Gamma = -\left[\int_p^{\alpha \cdot p} v \cdot d\,p\right]_{T = \text{konst}} \quad . \quad . \quad (12)$$

wenn α = konst, unabhängig von p. Diese Eigenschaft der idealen Gase beruht auf den Eigenschaften der gleichseitigen Hyperbel.

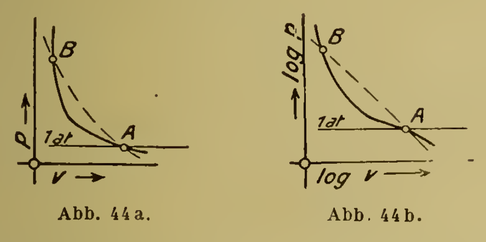


Abb. 44a. Abb. 44b.

Es sei die ausgezogene Linie Abb. 44a die Isotherme eines wirklichen Gases für die betrachtete Temperatur T. Durch ihren Punkt A, welcher dem Drucke von 1 at entsprechen möge, werde die gleichseitige Hyperbel gelegt (gestrichelte Linie); wird von einem Drucke zwischen A und B ausgegangen, wo die wirkliche Isotherme unterhalb der Hyperbel liegt, so ist die Größe Γ geringer, oberhalb B dagegen größer als für $p = 1$ at. Im logarithmischen Zustandsbilde tritt an Stelle der Hyperbel die 45°-Linie (Abb. 44b). In diesem erkennt man leicht, je nachdem die Isotherme steiler oder flacher als 45° ist, ob die Arbeitsgröße Γ mit steigendem Drucke wächst oder abnimmt.

Es zeigt sich, daß für $T = 290°$ diese Größe von 1 at bis etwa 70 at ganz geringfügig abnimmt; dann nimmt sie wieder zu, erreicht bei etwa 130 at den ursprünglichen Wert wieder und nimmt dann weiter zunächst langsam, bei ganz hohen Drucken schnell zu. Für die Praxis dürfte aber die Annahme Lindes Γ = konst genügend genau zutreffen.

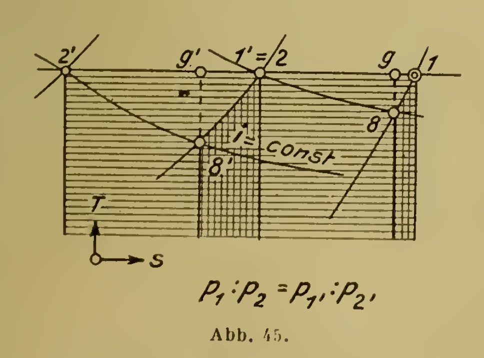


Abb. 45.

Doch weiter: In Abb. 45 ist der obere Teil des sT-Bildes der Abb. 43 nochmals wiederholt und für ein zweites Paar Drucke ergänzt. Die Figur ist stark übertrieben.

Die Behauptung, daß die Drosselwirkung proportional, oder doch wenigstens nahezu proportional der Druckdifferenz sei, ist durch die Versuche von Noell ja inzwischen überholt. Diese ergeben vielmehr für die Größe

$$\Delta = \left(\frac{d\,T}{d\,p}\right)_i \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

eine starke Abnahme, ja ein Null- und Negativwerden mit steigendem Drucke. Aber kommt es denn überhaupt auf diese Größe an?

Was uns hier hauptsächlich interessiert, ist doch schließlich nicht die Temperatursenkung beim Drosseln, dargestellt durch die Strecken $\overline{g8}$ bzw. $\overline{g'8'}$, sondern die Leistungsziffer, dargestellt in der Hauptsache durch das Verhältnis der unter $\overline{2g}$ bzw. $\overline{2'g'}$ zu den unter $\overline{81}$ bzw. $\overline{8'1'}$ liegenden Flächen. Nun stellt sich heraus, daß (unter der Voraussetzung gleichen Druckverhältnisses natürlich) die Strecken $\overline{12}$ nach den höheren Drucken hin ständig zunehmen; sie bedingen die an das Kühlwasser abzuführende Wärme. Die i-Linien werden mit steigendem Drucke zunächst steiler, die p-Linien flacher, und beides zusammen bedingt eine Vergrößerung der Strecken $\overline{1g}$; und zwar gleicht diese Vergrößerung jene von $\overline{12}$ fast genau aus, so daß, wie schon oben gefunden, die Arbeitsfläche etwa gleichbleibt, die Kälteleistungsfläche dagegen größer wird. Nach noch höheren Drücken hin werden allerdings die i-Linien wieder flacher.

Für das, was Linde mit seinen oben angeführten Worten sagen wollte, würde der Verfasser also folgende Fassung in Vorschlag bringen:

> Hält man bei einem Lindeschen Luftverflüssigungsprozesse das Druckverhältnis konstant, so bleibt unter der Voraussetzung ebenfalls konstanter Kühlwassertemperatur von etwa 290° innerhalb des technisch in Betracht kommenden Gebietes bis etwa 250 at die aufzuwendende Kompressorarbeit für 1 kg angesaugte Luft nahezu gleich, dagegen wächst die an das Kühlwasser abzuführende Wärme, somit auch die Kälteleistung und die Leistungsziffer mit steigendem Drucke.

In der Literatur fand sich öfters die Behauptung, es komme der Lindemaschine zugute, daß der Drosseleffekt mit sinkender Temperatur rasch anwachse. Claude hat demgegenüber wiederholt betont (z. B. 1, S. 143, und 2), daß es für die Wirtschaftlichkeit dieser Maschinen gar nicht auf das Verhalten der Luft bei den tiefen Temperaturen ankomme, sondern maßgebend sei allein die Abweichung vom idealen Gaszustande bei der Temperatur des Eintritts in den Wärmeaustauscher auf der warmen Seite.

In der Tat: es gelang uns ja eben für die Kälteleistung eine Berechnungs- und Darstellungsweise anzugeben, in der lediglich das Verhalten der Luft bei der Kühlwassertemperatur eine Rolle spielt, von deren Eigenschaften bei tiefer Temperatur aber gar nicht die Rede war. Claudes Behauptung besteht also mit vollem Rechte.

Noch klarer und in die Augen fallender wird der Beweis jedoch, wenn man den Prozeß im *ip*-Bilde verfolgt. Es sei Abb. 46 das schematische *ip*-Bild für einen Lindeprozeß mit einfachem Kreislaufe. 1 kg Luft wird isotherm von *1* auf *2* verdichtet, bei gleichem Drucke auf *3* abgekühlt, auf *4* gedrosselt, geschieden in y kg Flüssigkeit vom Zustande 6 und $(1-y)$ kg Dampf vom Zustande 5; letzterer wird bei gleichem Drucke wieder auf *1* erwärmt. Nun müssen offenbar

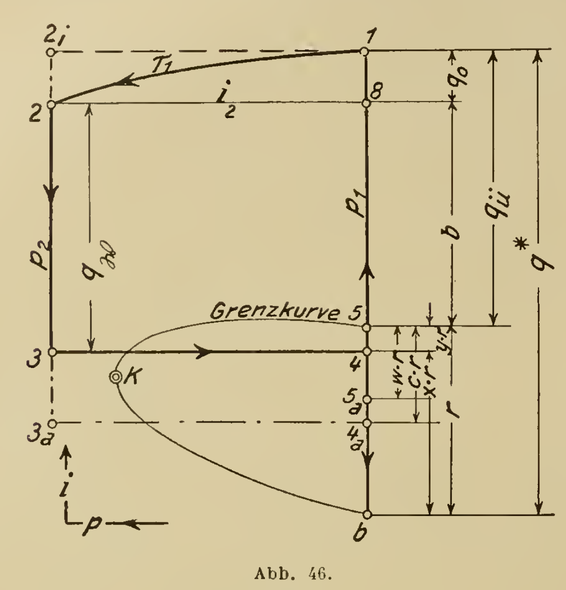


Abb. 46.

die längs $\overline{23}$ und die längs $\overline{51}$ umgesetzten Wärmemengen einander gleich sein. Soll also Verflüssigung eintreten, mithin Punkt *4* unterhalb Punkt *5* zu liegen kommen, so muß notwendiger Weise Punkt *2* unterhalb Punkt *1* liegen; wäre die Luft auch nur bei der oberen Temperatur als ideales Gas anzusehen, läge also Punkt *2* auf gleicher Höhe mit Punkt *1* bei 2_i, so müßte Punkt *4* mit *5* zusammenfallen und die Maschine vollständig wirkungslos sein, einerlei, wie sich die Luft bei der tiefen Temperatur verhielte.

Die Möglichkeit, daß Punkt *2* mit *1* auf einer Höhe liege, besteht übrigens durchaus nicht nur bei einem idealen Gase; es genügt, daß Punkt *2* auf der integralen Umkehrkurve für Drosselung auf p_1 liegt; z. B. ersieht man aus dem Schaubild Abb. 40, daß keine Kälteleistung erzielt würde, wenn für $p_1 = 1$ at Punkt *2* bei 300 at und 500° läge. Auf diesen Verhältnissen beruht es ja auch, daß das Lindeverfahren nicht ohne Vorkühlung bei Wasserstoff oder Helium angewandt werden kann.

Wir konnten also die Behauptung Claudes vollständig bestätigen: immerhin bleibt es bemerkenswert, wie klar und fast ohne erklärende Worte verständlich der ganze Fall durch geeignete Schaubilder gemacht werden kann. Der obige Beweis ist völlig unabhängig von jeder Zustandsgleichung geführt und gilt mit der ganzen Schärfe, die den beiden Hauptsätzen zukommt, im Gegensatze zu der Beweisführung Claudes (1, S. 142), welche auf der van der Waalsschen Gleichung beruht. Ebenso gestatten die Schaubilder eine ziemlich zuverlässige Annahme darüber, bei welcher Anfangstemperatur für Luft Wirkungslosigkeit der Lindemaschine eintreten müßte, eine Frage, die Bradley (19, S. 5) nicht entscheiden zu können glaubt.

Wir werden gleich noch weitere wertvolle Aufschlüsse dem *ip*-Bilde entnehmen können.

Es genügt offenbar nicht, daß die Strecke $\overline{2_i 2} = \overline{18}$ ebenso groß als die Strecke $\overline{45}$ sei, also $\overline{23} = \overline{51}$, denn längs $\overline{23}$ strömt ja 1 kg Luft, längs $\overline{51}$ dagegen nur $(1-y)$ kg.

Die Strecke $\overline{18}$ ist gleich der Kälteleistung q_0 für 1 kg vom Verdichter geförderte Luft. Nun ist die Kälteleistung, welche zur Verflüssigung von 1 kg Luft aufzuwenden ist, gleich der Summe von Überhitzungs- und Verdampfungswärme

$$q^* = q_{ü} + r \quad \ldots\ldots \quad (14)$$

$$= q_0 + b + r \quad \ldots\ldots \quad (14\,a)$$

Also muß, wenn y das Verhältnis der verflüssigten zur gesamten Luftmenge bedeutet, sein

$$q_0 = y \cdot q^*, \quad \ldots\ldots \quad (15)$$

$$q_0 = y \cdot (q_0 + b + r) \quad \ldots\ldots \quad (15\,a)$$

Diese Gleichung kann zur Ermittelung von y dienen nach

$$y = \frac{q_0}{q^*} = \frac{q_0}{q_0 + b + r} \quad \ldots\ldots \quad (15\,b)$$

Machen wir eine Probe: Die Strecke $\overline{54}$ stellt offenbar die Größe $y \cdot r$ dar. Längs $\overline{23}$ wird also die Wärme abgegeben $b + y \cdot r$; längs $\overline{51}$ wird die Wärme aufgenommen $(1-y) \cdot (b + q_0)$; also muß sein, wenn man für y den Ausdruck (15b) einsetzt,

$$b + \frac{q_0 \cdot r}{q_0 + b + r} = \left[1 - \frac{q_0}{q_0 + b + r}\right] \cdot (b + q_0) \quad . \quad (16)$$

Man überzeugt sich leicht, daß die Identität erfüllt ist.

Doch verallgemeinern wir den Fall etwas: Eben war angenommen worden, daß der feuchte Dampf *4* reinlich in Flüssigkeit *6* und trocken gesättigten Dampf *5* getrennt werde.

Es könnte jedoch auch der Fall eintreten, und in der Praxis ist er sogar wahrscheinlich, daß ein Teil der schon gebildeten Flüssigkeit mitgerissen und im Wärmeaustauscher wieder verdampft wird. Die Luft befinde sich nach dem Drosseln nunmehr im Zustande 4a, sie habe den Feuchtigkeitsgehalt c und werde nun getrennt in y kg Flüssigkeit vom Zustande 6 und $(1-y)$ kg feuchten Dampf vom Zustande 5a; diesem letzteren entspreche die Feuchtigkeit w. Dann muß sein

$$w = \frac{c - y}{1 - y} \quad \ldots\ldots \quad (17)$$

(Scheidet man z. B. aus 100 kg Gemisch, bestehend aus 50 kg Dampf und 50 kg Flüssigkeit 10 kg reine Flüssigkeit ab, so behält man 90 kg Gemisch mit der Feuchtigkeit $\frac{40}{90}$ übrig.)

Es muß also sein Strecke $\overline{2\,3a} = (1 - y) \cdot$ Strecke $\overline{5a\,1}$ oder

$$b + c \cdot r = (1 - y) \cdot \left[r \cdot \frac{c - y}{1 - y} + b + q_0 \right] \qquad (18)$$

Das führt aber ebenfalls auf

$$y = \frac{q_0}{q^*} = \frac{q_0}{q_0 + b + r} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15\,\mathrm{b})$$

Durch Mitreißen und Wiederverdampfen eines Teiles der schon gebildeten Flüssigkeit wird also am Wirkungsgrade nichts geändert, lediglich wird hierdurch die Temperatur vor dem Drosselventil erniedrigt. Diese hat also, sobald sie unter ein erforderliches Minimum gesunken ist, bei den Maschinen mit einfachem Kreislaufe keinen Einfluß mehr. Die letzten Endes verbleibende Flüssigkeitsmenge ist durch das Verhältnis $\frac{q_0}{q^*}$ eindeutig bestimmt. Es ist für jeden Grad der Wiederverdampfung ein Gleichgewichtszustand möglich; welcher sich tatsächlich einstellen wird, kann nicht aus thermodynamischen, sondern muß lediglich nach mechanischen Gesichtspunkten entschieden bzw. durch Versuch festgestellt werden. Hier soll diese Frage als unerheblich für den Wirkungsgrad nicht weiter erörtert werden; wir begnügen uns mit dem Ergebnis, daß die Allgemeingültigkeit der Untersuchung nicht beschränkt wird, wenn man für die Maschine mit einfachem Kreislaufe die Wiederverdampfung zu Null annimmt.

Bradleys sog. »Innere Vorkühlung« (19) ist tatsächlich nichts anderes als eine im großen Stile betriebene Wiederverdampfung; er läßt die Hochdruckluft vor dem Drosseln eine Rohrschlange passieren, die in flüssiger Luft liegt, hierdurch setzt er die Temperatur vor dem Drosselventil herunter und verdampft einen großen Teil der flüssigen Luft wieder. Daß diese Maßnahme auf die Ausbeute vollkommen wirkungslos blieb, bestätigt unsere Theorie in unübertrefflicher Weise. Wenn Bradley jedoch hieraus Schlüsse auf die Fehlerhaftigkeit der von Linde und Schröter aufgestellten Theorie zieht, so leiden seine Überlegungen selber an ganz elementaren Fehlern, die wir nicht im einzelnen aufzuzählen brauchen; im wesentlichen laufen sie auf eine Verwechslung der Begriffe Wärme und Temperatur hinaus!

Die Verbesserung des Wirkungsgrades, die er durch eine mechanische (zentrifugale) Trennung von Flüssigkeit und Dampf glaubt feststellen zu können, ist mit 0,3 vH zu geringfügig, als daß sie nicht durch Versuchsfehler oder durch geringe Abweichung von unseren auf S. 79 aufgeführten Voraussetzungen erklärt werden könnte.

Nicht zutreffend ist auch die Ansicht Schüles (28, Bd. 2, S. 314), daß ohne Wiederverdampfung überhaupt kein Gleichgewicht möglich sei. Er kommt zu seiner falschen Auffassung, weil er seiner Größe y, das ist unsere Größe c, einen viel zu hohen Wert beilegt; er wäre zu brauchbaren Ergebnissen gekommen, wenn er seinem y versuchsweise etwa den Wert 0,1 anstatt 0,6 (!) zugelegt hätte; es liegt auch nicht der mindeste Grund vor, die Drosselkurve links vom kritischen Punkte (im sT-Bilde) zu legen, im Gegenteil deutet alles darauf hin, daß sie bei normalen Maschinen rechts davon verläuft (Bradley, 19, S. 25).

(Fortsetzung folgt.)

Amerikanische Wärmedurchgangsmessungen nach der Zweiplattenmethode.

Von Max Jakob.

Um die Verfahren zur Wärmedurchgangsmessung zu vereinheitlichen, hat sich im Deutschen Verband für die Materialprüfungen der Technik ein Arbeitsausschuß gebildet, der vor einigen Wochen zum erstenmal getagt hat. In dieser Sitzung wurde berichtet, welche Verwirrung auch heute noch in Deutschland bezüglich der Beurteilung des Wärmeschutzvermögens von Bau- und Isolierstoffen herrscht, trotzdem verschiedene Wärmefachleute sich bemüht haben, die beteiligten Kreise aufzuklären[1]). Zweierlei muß immer wieder beanstandet werden: 1. Daß man den komplizierten Wärmedurchgang im ganzen zu messen trachtet, statt ihn zuerst zu zerlegen, 2. daß undurchsichtige Vergleichsmethoden benutzt werden, deren jedes zu einem anderen Ergebnis führen kann. Die Verfahren, die den ganzen Komplex des Wärmedurchgangs beherrschen wollen, pflegen leider den an die verwickelte Arbeitsweise von Maschinen gewöhnten Ingenieur nicht zu schrecken. Physikalischer Analyse abhold und verführt durch den Gedanken, dem praktischen Betrieb möglichst ähnliche Verhältnisse zu schaffen, neigt er dazu, komplexe Versuchsmethoden zu bevorzugen, und zwar nicht nur bei Wärmedurchgangsfragen. Demgegenüber muß immer wieder zur Analyse gemahnt werden. Keinem Ingenieur würde es einfallen, sie beim Konstruieren außer acht zu lassen. Aus den einfachsten Teilen setzt er seine Maschinen zusammen, und die Beherrschung der »Maschinenelemente« war die Voraussetzung zum Aufschwung der bauenden Technik. Der Festigkeitsversuch am fertigen Objekt ist stets eine Sicherheitsprüfung; fast nie soll er über die Festigkeit der einzelnen Teile Aufschluß geben. Diese wird in schärfster Analyse bestimmt, an einfach geformten Versuchsstäben, als Zugfestigkeit, Torsionsfestigkeit usf. So sollte es auch bei Wärmedurchgangsmessungen sein. Leider werden aber aus dem bezeichneten Anlaß immer noch recht verwickelte Vergleichsverfahren in Prüfungsanstalten, in den Wärmestellen von Großfirmen und Konzernen verwendet mit dem Erfolg, daß etwa einem Hersteller ein von einer Prüfanstalt als gut bezeichnetes

[1]) S. z. B. M. Jakob, Z. d. V. d. I. 1919, S. 69 und 118.
K. Hencky und J. S. Cammerer, Mitteilungen aus dem Forschungsheim für Wärmeschutz e. V., München, Heft 1, 2. Aufl. München 1921.
M. Jakob, Archiv f. Wärmewirtschaft, 3, S. 23, 1922.

Material auf Grund von Messungen an anderer Stelle zurückgewiesen wird.

Ganz ähnliche Verwirrung wie bei uns scheint in den Vereinigten Staaten zu herrschen. In einer im Bureau of standards in Washington von M. S. van Dusen ausgeführten Untersuchung[1]), über die im folgenden berichtet werden soll, wird dieser Zustand treffend gekennzeichnet durch den Satz: »Das Ergebnis ist, daß wir auf dem Markt verschiedene Isolationsmaterialien haben, deren jedes auf Grund von Prüfungsscheinen als Wärmeschutzmittel allen anderen überlegen ist«.

Van Dusen führt — ganz im Sinne unserer Auffassung — aus, daß die Wärmeleitzahl die einzig wichtige Größe sei, daß insbesondere die Oberflächenbeschaffenheit nur sekundäre Bedeutung habe, und daß der Wärmeübergang von und an Luft ausgeschaltet, besonders beobachtet und in Rechnung gesetzt werden müsse. Es komme in der Praxis vor, daß der Wärmedurchgang durch eine nur ¼″ starke Isolierschicht einschließlich des Wärmeüberganges von und an Luft beiderseits der Isolierschicht gemessen und dann der Wärmeschutz einer 1″ starken Schicht unter sonst gleichen Verhältnissen als viermal so groß angegeben werde, was einen Fehler von 100 vH bedeuten könne. Genau das, was wir auch bei uns immer wieder erleben! Van Dusen erwähnt ferner, daß der Wärmeübergang von Luft und an Luft z. B. bei einer 6zölligen Korkplatte nur 5 vH des Gesamtbetrages ausmache, daß dabei also im wesentlichen nur die Wärmeleitzahl in Betracht komme.

Er behandelt nun weiter die Häuschenmethode und ihre Schwierigkeiten, insbesondere die Messung von Oberflächentemperaturen und den Einfluß der Ecken, und kommt zu dem Schluß, daß die Zweiplattenmethode mit Schutzring vorzuziehen sei (s. Abb. 47) Diese schlägt er als Normalmethode vor, und zwar für quadratische Platten von 12″ × 12″ Fläche und von höchstens 2″ Dicke. Von einer näheren Beschreibung des Verfahrens kann hier abgesehen werden, da es in Deutschland längst von Poensgen eingeführt und beschrieben worden ist. Im Bureau of standards scheint die in den Jahren 1911 bis 1913 an vier verschiedenen Stellen in Deutschland veröffentlichte Arbeit von Poensgen[2]) nicht bekannt zu sein; sie wird in der Abhandlung van Dusens nicht erwähnt.

Einige besondere Einzelheiten der Anordnung van Dusens verdienen Erwähnung: Aus den zwei $^1/_{16}$″ starken Kupferplatten, zwischen denen die Heizplatte liegt, ist durch einen Sägeschnitt von etwa $^1/_{10}$″ Stärke in der Mitte eine quadratische Platte von 8″ × 8″ Fläche herausgeschnitten, die bei der Berechnung der Wärmeleitzahl allein zugrunde gelegt wird. Die Heizplatte wird von einer ½″ breiten Schutzringheizplatte ohne Zwischenraum umschlossen[1]). Die Versuchsplatten erstrecken sich über Heizplatte und Heizring (s. Abb. 47).

Zur Kühlung dienen Kupferplatten, auf deren Rückseite Kupferrohre von quadratischem Querschnitt aufgelötet sind; diese werden von Kühlwasser oder Sole durchflossen und auch außen von der Kühlflüssigkeit bespült.

Ausgeführt ist diese Plattenanordnung bisher nicht, wohl aber zwei ganz ähnliche Apparate für Platten von 8″ × 8″ Fläche und höchstens $1^1/_2$″ Dicke und für Platten von 24″ × 24″ Fläche und höchstens 3″ Dicke. Bis 1″ Plattenstärke soll keine besondere Randisolation erforderlich sein; sonst ist ein Isolierrand aus 2″ breiten

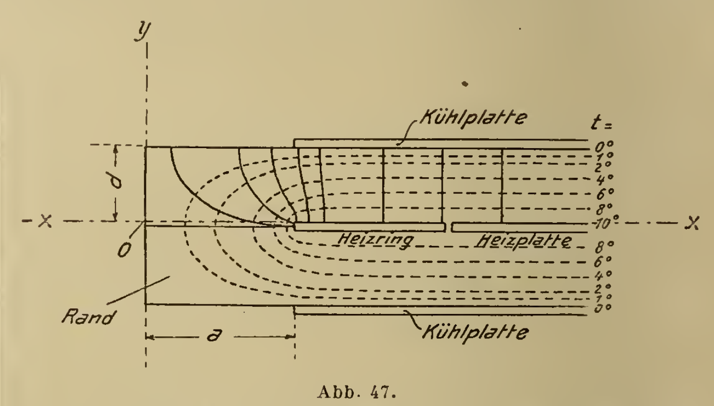


Abb. 47.

Erklärung der Versuchsanordnung: Je eine Versuchsplatte 8″ × 8″ × 1″ liegt zwischen Heizring und Heizplatte einerseits und Kühlplatte anderseits. Der Rand ist mit Isoliermasse ausgefüllt. Heizring und Heizplatte werden beim Versuch auf dieselbe Temperatur gebracht; die Temperaturdifferenz t_1 zwischen Heizplatte und Kühlplatte wird gemessen.

Korkplatten vorgesehen. Aus den Versuchen scheint die vorgeschlagene Plattenfläche 12″ × 12″ als die geeignetste hervorgegangen zu sein. Für Wärmeleitzahlen λ bis 0,07 kcal m^{-1} Grad^{-1} Stunde^{-1} genügt es, die Temperatur der an den Versuchsplatten anliegenden Metallplatten zu messen; für $\lambda > 0{,}07$ werden feine Thermoelemente (Lötstellen 0,1 mm stark) in Nuten der Oberflächen des Versuchsstoffes eingelegt und mit dünner Isolierschicht bedeckt. Für $\lambda > 0{,}36$ soll der Apparat nicht verwendbar sein. Die Apparate des Münchener Laboratoriums für technische Physik sind auch für noch größere Wärmeleitzahlen und für dickere Platten geeignet. Die Meßgenauigkeit schätzt van Dusen auf 2 vH; dies ist mit gut ausgebildeten Zweiplattenapparaten in der Tat zu erreichen.

Ganz neu dürfte die Berechnung des am Rand stattfindenden Wärmeverlustes sein. Da ein Schutzring verwendet ist, war wohl vorauszusehen, daß dieser Verlust ohne Belang sein würde. Immerhin verdient das Ergebnis der Rechnung auch in Deutschland bekannt zu werden. Abb. 47 zeigt Kurven konstanter Temperatur und die dazu senkrecht stehenden Linien

[1]) M. S. van Dusen, Journal of the American Soc. of Refrigerating Engin., 7, S. 202, 1920 (Novemberheft).

[2]) R. Poensgen, Bayer. Industr.- u. Gewerbebl., 43 (N. F.), S. 471, 1911; Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, Heft 130, S. 25, 1912; Z. d. V. d. I. 1912, S. 1653 und Z. f. d. gesamte Kälteindustrie, 20, S. 21, 1913.

S. auch Osc. Knoblauch, E. Raisch und H. Reiher, Z. f. d. gesamte Kälteindustrie, 28, S. 63, 1921.

[1]) S. hierüber auch M. Jakob, Z. d. V. d. I. 1919, S. 69 und 118.

des Wärmeflusses in einer durch die Mittelachse des Apparates gelegten Schnittfläche. (Der Einfluß der Ecken der quadratischen Platten ist dabei nicht berücksichtigt). Diese Kurven sind folgendermaßen berechnet: Bedeutet t den Unterschied zwischen der Temperatur einer beliebigen Stelle des Querschnittes und der Temperatur der Kühlplatten, x die Abszisse, y die Ordinate in dem eingezeichneten System, $b—a$ den Plattendurchmesser (gemessen zwischen zwei diametralen Stellen des äußeren Randes des Schutzringes), dann ist

$$t = \frac{2}{b+a} \sum_{m=1}^{m=\infty} \left\{ \frac{\sinh m \pi \frac{d-y}{b+a}}{\sinh m \pi \frac{d}{b+a}} \times \sin \frac{m \pi x}{b+a} \left[\int_0^{b+a} f(x) \sin \frac{m \pi x}{b+a} dx \right] \right\} \quad . \quad . \quad (1),$$

worin $f(x)$ die Temperaturverteilung längs der x-Achse ist. Zwischen $x = a$ und $x = b$ ist $f(x) = t_1 =$ constans; zwischen $x = 0$ und $x = a$ wurde der Temperaturverlauf $f(x)$ durch besondere Thermoelemente gemessen. Dann wurde die obige Gleichung durch graphische Integration ausgewertet. Das Ergebnis ist in Abb. 47 dargestellt für die numerischen Werte $a = 5$ cm, $b = 25$ cm, $d = 2{,}5$ cm und $t_1 = 10^0$.

Parallel zur x-Achse strömt an irgend einer Stelle durch ein senkrecht zur x-Achse liegendes Rechteck von der Höhe und Fläche d die Wärmemenge $\lambda \int_0^d \frac{\partial t}{\partial x} dy$ nach außen ab, daher durch eine Fläche von der Höhe d, die durch ein Quadrat von der Seitenlänge $b + a - 2x$ begrenzt wird[1]) (wieder unter Vernachlässigung des Einflusses der Ecken) die Wärmemenge

$$H = 4 (b + a - 2x) \lambda \int_0^d \frac{\partial t}{\partial x} dy \quad . \quad . \quad . \quad (2).$$

Durch Differentiation der Gl. (1) für konstantes y und Integration von Gl. (2) nach y erhält man dann

$$H = \frac{8(b+a-2x)}{b+a} \lambda \sum_{m=1}^{m=\infty} \left\{ \frac{\cosh \frac{m \pi d}{b+a} - 1}{\sinh \frac{m \pi d}{b+a}} \times \cos \frac{m \pi x}{b+a} \left[\int_0^{b+a} f(x) \sin \frac{m \pi x}{b+a} dx \right] \right\}. \quad (3)$$

Nach G. (3) berechnet van Dusen, daß am äußeren Rand des Schutzringes durch den Rand des ringförmigen Heizkörpers und der Versuchsplatte 30 vH der gesamten Heizwärme nach außen strömen. Dabei hat er den Randverlust des ringförmigen Heizkörpers selbst nach seinen Erfahrungen schätzungsweise mit 15 vH eingerechnet. 1 cm weiter innen (also für ein um 1 cm größeres x) gehen nur 3 vH der Wärme nach außen, 2 cm vom Rand nur 1 vH und 3 cm vom Rand (immer nach innen gerechnet) 0 vH. Der Schutzring von 5 cm Breite ist also sehr reichlich.

[1]) Gemeint ist natürlich ein Quadrat, dessen Diagonalen mit denen der Heizplatte bei $y = 0$ zusammenfallen.

Bei der obigen Rechnung ist angenommen, daß die Randisolation aus dem gleichen Stoff besteht, wie die Versuchsplatten; welcher Wert λ zugrunde gelegt ist, ist nicht angegeben; da der Einfluß der Ecken nicht unbeträchtlich ist, kann die Rechnung nur der Größenordnung nach stimmen.

Der Verfasser dieses Berichtes hat in einem ganz ähnlich gelagerten Fall im Jahre 1914 die Wärme-

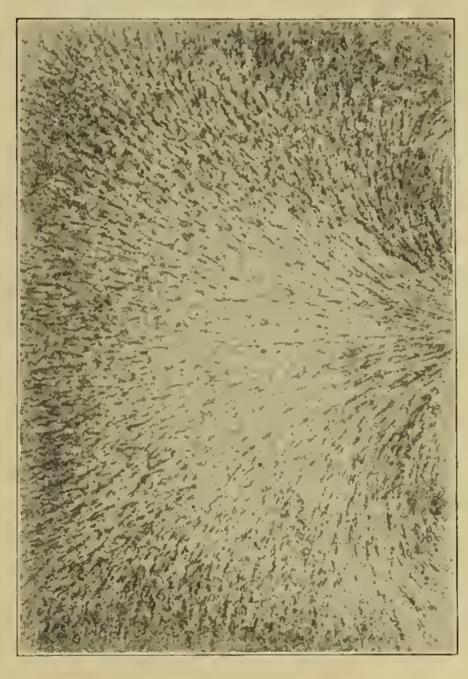


Abb. 48.

strömungslinien statt durch Rechnung experimentell ermittelt. Der Rand des damals untersuchten Apparates hatte die in Abb. 49 durch Schraffierung hervorgehobene Form. h_1 und h_2 bedeuten die Flächen der Heizplatte, k_1 und k_2 die der Kühlplatten. Da zwischen

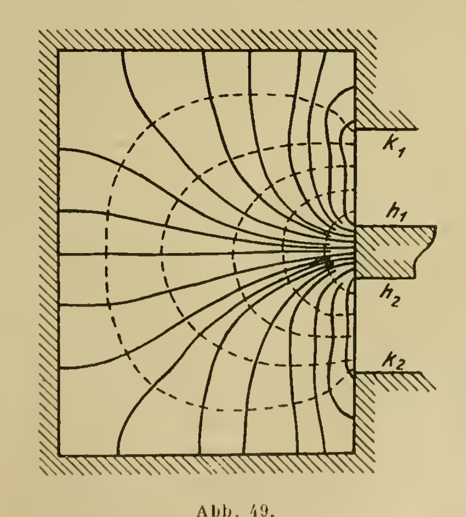


Abb. 49.

Wärmeströmungslinien und magnetischen Kraftlinien vollkommene Analogie besteht, wurde h_1, h_2 durch eine mit einer Wicklung versehene Eisenplatte, k_1, k_2 sowie der Rand durch ein Blechpaket ersetzt, das rechts an die Platte k_1, k_2 möglichst dicht angeschlossen war (abgebrochen gezeichnet), so daß ein magnetischer Schluß bestand. Die Eisenplatte sowohl als das Blech-

paket erstreckte sich senkrecht zur Zeichenebene ziemlich weit in die Tiefe. In den rechteckigen Querschnitt des Randes wurden mit Eisenfeilicht bestreute Papiere eingelegt, und hierauf wurden in üblicher Weise nach Erregung des Elektromagneten Kraftlinienbilder aufgenommen, deren eines in Abb. 48 wiedergegeben ist. In Abb. 49 sind die Kraftlinien (einer anderen Aufnahme) nachgezeichnet und Niveaulinien eingetragen. Die Kraftlinien geben ein Bild der Wärmeflußlinien, die Niveaulinien ein Bild der Isothermen in der Randisolierung des betreffenden Zweiplattenapparates. Da die Wärmeleitzahl λ der Randfüllung bekannt und die Temperatur im Randquerschnitt an verschiedenen Stellen gemessen war, konnte der Randverlust berechnet werden.

Zahlentafel I.
Wärmeleitzahl einiger Stoffe bei 30° nach M. S. van Dusen.

Material: Name	Material: Art	Dichte kgm^{-3}	Wärmeleitzahl kcal · $m^{-1}Std^{-1}Grad^{-1}$
Luft	ohne Strahlung und Konvektion	1,2	0,022
Wolle	rein	105	0,030
Haarfilz	Faser senkrecht zum Wärmstrom	270	0,031
Wolle	rein	80	0,032
Korkplatte	ohne künstliches Bindemittel	110	0,0335
Baumwolle	—	80	0,036
Wolle	rein, sehr lose gepackt; Luftzirkulation durch das Material wahrscheinlich	40	0,036
Korkplatte	ohne künstliches Bindemittel	160	0,037
»	ohne künstl. Bindemittel	180	0,038
Sil-O-Cel (Kieselgur?)	pulverisiert	170	0,038
Balsaholz	unbehandelt, quer zur Faser	118	0,043
Korkplatte	mit erdpechartigem Bindemittel	250	0,0435
Balsaholz	mittelschweres Holz . .	140	0,0475
Hobelspäne	—	140	0,050
Sägemehl	—	190	0,050
Asbestpapier	aus dünnen Lagen zusammengesetzt	500	0,061
Magnesia	85%Magnesia, 15%Asbest	310	0,063
Balsaholz	schweres Holz	330	0,072
Sil-O-Cel	Kieselgur, natürl. Blöcke	450	0,072
»	» « ›	500	0,077
Zypressenholz	quer zur Faser	460	0,083
Fichtenholz	Weißfichte, quer zur Faser	500	0,097
Mahagoniholz	quer zur Faser	550	0,112
Eichenholz	› › ›	610	0,126
Ahornholz	» » »	710	0,137
Sohlenleder	—	1000	0,137
Gummi	schwach vulkanisiert . .	1100	0,151
Zelluloid	weiß	1400	0,180
Paraffin	Schmelzpunkt 52° . . .	890	0,198

Einige Ergebnisse der Washingtoner Messungen, die sich auf 30° beziehen, sind in Zahlentafel I enthalten. Van Dusen zeigt ferner, daß die Wärmeleitzahl von Korkplatten einen positiven Temperaturkoeffizienten (annähernd von der gleichen Größe wie für Luft) hat, ferner daß die Wärmeleitzahl der Stoffe im allgemeinen mit der Dichte zunimmt. Es ist dann die genugsam bekannte Wirkung der Lufträume behandelt und insbesondere darauf aufmerksam gemacht, daß weite Lufträume wegen Strahlung und Konvektion wenig wirksamen Schutz bieten.

Endlich sind nach Willard und Lichty[1]) einige Angaben über die Wärmeabgabezahl α (äußere Wärmeleitfähigkeit) von (vertikal?) in ruhender Luft gelagerten Platten gemacht. α schwankt je nach dem Material der Platte um $\pm$ 10 vH und wird praktisch gleich 6,1 (kcalm^{-2}Stunde^{-1} · Grad^{-1}) angegeben.

Zusammenfassend kann wohl gesagt werden, daß der Verfasser die Theorie des Zweiplattenverfahrens besonders gründlich dargestellt, auch viele brauchbare Meßergebnisse mitgeteilt hat, daß aber die Ausbildung des gleichen Verfahrens durch das Münchener Laboratorium für technische Physik nicht nur die zeitliche Priorität zu haben scheint, sondern daß die Apparate dieses Laboratoriums auch konstruktiv besser entwickelt und in weiteren Grenzen (der Dicke und insbesondere der Temperatur) verwendbar sind.

Eine spätere Abhandlung in der gleichen Zeitschrift zeigt, daß nach dieser Arbeit van Dusens die zusammengesetzten Verfahren in Amerika keineswegs verlassen worden sind (ganz wie bei uns!). Mit großen Mitteln sind vielmehr durch die Engineering Experiment Station of the Pennsylvania State College und das Research Laboratory of the American Society of Heating and Ventilating Engineers Versuche unternommen worden, um den Wärmedurchgang (einschließlich des Wärmeüberganges an Luft) durch Korkplatten zu messen[2]). Auch hierbei wurde eine Zweiplattenmethode verwendet. Es wurden sehr große Versuchsplatten (2′ 10¾″ Seitenlänge, 3″ Dicke) verwendet; die Kantenlänge der Heizplatte betrug 2′, die Breite des Schutzringes 5½″. Der einzige wesentliche Unterschied gegenüber den Washingtoner Messungen besteht eigentlich in der Kühlung der Versuchsplatten durch Luft statt durch Kühlplatten. Das ganze System wurde in einem Raum konstanter Temperatur aufgestellt; nicht weniger als 95 Thermoelemente waren an den Platten angebracht. Auch das Temperaturgefälle in der Luft in der Nähe der Platten wurde mit vielen (28) Thermoelementen bestimmt.

Mit diesem einer besseren Sache würdigen Aufwand haben die Verfasser durch eine größere Anzahl von Versuchen für eine Korkplatte von der Dichte 149 kg/m³ bei der mittleren Temperatur 23,5° die Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 0{,}0357$ bis 0,0383, im Mittel 0,0373 (kcal · m^{-1} · Stunde^{-1} · Grad^{-1}) und bei 6,9° Oberflächentemperatur und 3,7° Lufttemperatur bei vertikaler Lagerung der Platte die Wärmeübergangszahl $\alpha =$ 4,7 bis 7,2, im Mittel 5,7 (kcal · m^{-2} · Stunde^{-1} · Grad^{-1})

[1]) Willard und Lichty, Univ. of Ill. Bull., Nr. 102, Nov. 1917.

[2]) F. C. Houghton und A. J. Wood, Journ. of the American Soc. of Refrigerating Engin. 8. S. 23, 1921 (Juliheft).

gefunden. Über die Beschaffenheit der Oberfläche der Korkplatte, die doch für α nicht bedeutungslos ist, wird keine Bemerkung gemacht.

Beachtenswert scheint mir, daß die an den letztgenannten Versuchen beteiligten Institute von einem komplizierten Häuschenverfahren, das ursprünglich geplant war, abgekommen und zu dem Zweiplattenverfahren übergegangen sind. Wenn sie nun nur noch die Bestimmung von λ und α trennen und ihren Apparat weiter verkleinern würden, so wären sie auf dem besten Weg, einem Weg, den man in Deutschland längst begangen und, wie die Washingtoner Abhandlung zeigt, auch in Amerika neuerdings eingeschlagen hat.

Verwendung eingeführter Gefriereier in der Kuchenbäckerei.

Im Septemberheft 1921 der Zeitschrift La revue générale du froid et des industries frigorifigues berichten H. Martel und L. Lindet über ihre Untersuchungen an gefrorenen Eiern.

I. Bericht von H. Martel.

Anfragen aus Industriekreisen haben die französischen Sanitätsbehörden nachzuprüfen veranlaßt, wie weit die viel zur Herstellung von Biskuits und Pasteten benutzten Gefriereier den Anforderungen der Gesundheitspflege genügen. Zu dem Zweck wurden bakteriologische Untersuchungen an Eiern angestellt, die aus China eingeführt werden. Es gelangen entweder Gelb- und Weißei gemischt oder jedes für sich in den Handel. Die Eier kommen in gefrorenem Zustande in Schiffskühlräumen in Le Havre an, werden in Kühlwagen oder auch in gewöhnlichen Eisenbahnwagen verladen und den Kühlhäusern in Clichy zugeführt, wo sie bei —10° bis —20° gelagert werden. Die Weißblechbüchsen, welche 20, 10 oder 5 kg Eimasse enthalten, sind oft nicht völlig dicht, so daß man nicht selten Spuren der herausgesickerten Masse längs der Nähte beobachten kann.

Die Untersuchungen haben sich erstreckt auf:

I. Proben, die von einer Handelsfirma geliefert,
II. » die aus Biskuitbäckereien,
III. » die aus dem Kühlhause zu Clichy entnommen wurden.

I. Von einer Handelsfirma gelieferte Proben.

1. Gelb- und Weißei vermischt.

10-kg-Büchse Nr. I: Äußerlich unverletzt, gelötete Nähte, Verschlußstreifen nicht angelötet. Prüfung erfolgte 18 h nach der Einlieferung bei + 8° bis 10°.

Aussehen: Rein gelbe Farbe, ungleichmäßig, zähflüssig, keine Schimmelbildung, auf Lackmus schwach alkalische Reaktion.

Geruch: Fade, unangenehm, von Gährungsvorgängen herrührend.

Bakteriologische Untersuchung: Auf Nährflüssigkeit bei 37° in 24 h reichliche Kultur des Typus bac. coli, Staphylokokken, Subtilis (Reinkultur auf Gelose).

Eine zweite 10-kg-Büchse ergab ähnliches. Außer den genannten Bakterien wurden auch Streptokokken gefunden. Nach Verlauf von 48 h wurden 410000 Bakterien in 1 cm³ der Eimasse festgestellt, der Colibacillus überwog bei weitem.

2. Gelbei.

Eine 10-kg-Büchse ergab gegenüber Vorstehendem folgende Unterschiede: die Masse war gleichmäßig dickflüssig. Der Geruch war weniger unangenehm.

II. Aus Bäckereien entnommene Proben.

Die Eimasse wurde den Bäckereien im allgemeinen zweimal wöchentlich angeliefert. Der Vorrat wurde aber nicht immer von einer Lieferung zur anderen aufgebraucht. Infolgedessen konnten die Büchsen geprüft werden, die schon mehr als 5 Tage aus dem Gefrierraum herausgenommen worden waren. Es wurden beträchtliche Mengen verbraucht, zu Zeiten wöchentlich 25 Büchsen von je 20 kg Inhalt. Diese Büchsen wurden in den Bäckereibetrieben frei im Keller aufbewahrt, wo ihr Inhalt in mehreren Tagen langsam auftaute. Von den untersuchten Büchsen war eine als unbrauchbar bezeichnet worden. Sie zeigte an der Oberfläche reichliche Schimmelbildung und verbreitete einen starken »Stroh«-Geruch, der auf die vorgeschrittene Fäulnis der Eimasse zurückzuführen war.

1. Gelb- und Weißei vermischt.

Es wurden drei Büchsen geprüft, die vor drei Tagen angeliefert worden waren, und zwar mit folgendem Ergebnis:

Aussehen: Schmutziggelbe Färbung, muffiger Geruch, dickflüssig, aufgetaut, auf der Oberfläche eine Schicht weißlichen, stellenweis grünlichen Schimmels.

Die bakteriologische Untersuchung ergab wiederum, Kolibazillen, Streptokokken, Staphylokokken.

Pilze: mucor corymbifer, penicilium glaucum, saccharomyces.

Eine vierte, seit fünf Tagen gelieferte Büchse zeigte auf der Oberfläche eine moosartige Schicht und Gährungsgeruch. Ihr Inhalt ergab 192000 Bakterien im cm³, und zwar vornehmlich Kolibazillen.

2. Gelbei. Eine seit fünf Tagen angelieferte Büchse wurde untersucht und ergab dabei einen noch größeren Bakteriengehalt, nämlich 281000 im cm³.

III. Aus dem Kühlhause zu Clichy entnommene Proben.

Die Eimasse war vollständig gefroren, ihre äußerliche Prüfung gab zu irgendwelchen besonderen Bemerkungen keinen Anlaß. Stücke davon wurden mit Hilfe einer Zange aseptisch entnommen. Unmittelbar nach dem Auftauen, das bei 8 bis 10° in 30 bis 45 min erfolgte, zeigten sich keine äußerlichen Veränderungen.

Bakteriologische Untersuchung: Nach 24 h zeigt sich beim Gelb- und Weißeigemisch, ferner auch

beim Gelbei allein der Kolibazillus, im Weißei allein der bacillus subtilis. Es wurden ermittelt im:

Gelb- und Weißeigemisch 36400 Bakterien im cm^3,
Gelbei 4800 Bakterien im cm^3,
Weißei 200 Bakterien im cm^3.

Hieraus ergibt sich:

1. Die chinesischen Gefriereier zeigen nach dem Auftauen alle Merkmale eines sehr leicht verderblichen Nahrungsmittels, reich an verschiedenen Bakterien, vor allem an Kolibazillen.

2. Man weiß nicht, unter welchen Verhältnissen die Eimasse in die Büchsen eingefüllt wurde, ob dabei die nötige Sauberkeit und Vorsicht beobachtet worden ist, um zu verhindern, daß die Eier schon vor dem Einfrieren verderben.

3. Tritt beim Transport in gewöhnlichen Eisenbahnwagen Auftauen ein, so werden die Veränderungen beschleunigt, die sich beim Verbrauch der Eimasse bemerkbar machen.

4. Gelb- und Weißeigemisch sowie das Gelbei allein scheinen wegen ihres hohen Gehaltes an Nährstoffen, besonders leicht verderblich zu sein.

5. In den Bäckereibetrieben verdirbt die Eimasse schnell, selbst wenn sie im Keller aufbewahrt wird. Die starke Vermehrung der Keime fängt an der Oberfläche in den aufgetauten Stellen an, also bevor das Auftauen der gesamten Masse vollendet ist. Schimmel- und Hefenpilze entwickeln sich dort auch in großer Menge. — Die Importfirmen geben die Anweisung, man solle die Büchsen nicht vor dem Gebrauch öffnen, dadurch aber kann ein Verderben eines schon von vornherein verunreinigten Nahrungsmittels nicht aufgehalten werden. Der Inhalt großer Behälter, deren Auftauen langsamer von statten geht, scheint dem Verderben noch mehr ausgesetzt zu sein als der kleinerer Büchsen.

6. Die Anwendung solcher Stoffe in der Pastetenbäckerei erscheint zweifellos gefährlich.

7. Eher kann man den Gebrauch dieser verunreinigten, mehr oder weniger mit Bakterien behafteten Eier für die Biskuitfabrikation ins Auge fassen, da hier ein längeres Backen bei hohen Temperaturen erfolgt.

8. Nachstehende Forderungen scheinen unumgänglich notwendig: Sanitäre Aufsicht bei der Herstellung der Eimasse; Überwachung während des Transportes, damit Auftauen auf alle Fälle vermieden wird; bei der Aufbewahrung in den Kühlhäusern und schließlich in den Industriebetrieben.

Es erscheint daher wichtig, die Sanitätsbehörden für diese Fragen zu interessieren, damit den Aufsichtsbeamten genaue Anweisungen hinsichtlich der zu befolgenden Vorsichtsmaßnahmen gegeben würden.

II. Bericht von M. L. Lindet.

Im Anschluß an vorstehende Erörterungen erscheint die Untersuchung der Frage geboten, in welchem Umfange die Einführung von Gefrierei nach Frankreich notwendig ist.

Im Jahre 1913 wurden nach Frankreich eingeführt 277200 Zentner Schaleneier, und zwar 44 vH davon aus Rußland, die übrigen aus Belgien, der Türkei, Ägypten, Bulgarien, Österreich-Ungarn, Italien usw. In den Jahren 1914 bis einschließlich 1920 betrug die jährliche Einfuhr im Durchschnitt 85500 Zentner. Sie wurde gedeckt aus Marokko, das vor dem Kriege gar nicht von Belang war, aus Algier, Amerika, China usw., so z. B.:

Im Jahre	Zentner Schaleneier aus:				
	Marokko	Algier	Ver. Staat.	China	Großbritann.
1918	50500	16700	700	1700	—
1919	82900	21100	2200	4000	1300
1920	33400	12500	3100	2700	4900

Neben diesen Schaleneiern wurde Gefrierei aus China (vgl. Abschnitt I) eingeführt, und zwar:

1910:	4600 Ztr.	1917:	4000 Ztr.
1914:	6400 »	1918:	1900 »
1915:	6400 »	1919:	5200 »
1916:	6200 »	1920:	6500 »

Sodann für Zwecke der Weißgerberei an gesalzenem oder mit Borsäure behandeltem Gelbei 6000 bis 10000 Zentner jährlich.

Außerdem erschien etwa seit 1917 auf dem Nahrungsmittelmarkt Trockenei, das ebenfalls aus China herstammt. Das Trockenei besteht entweder aus Gelbei allein oder aus einem Gemisch von Gelb- und Weißei. Zu seiner Herstellung wird die flüssige Eimasse auf das Feinste zerstäubt und dann im Luftstrom durch eine Trockenkammer geführt.

Schließlich will China in allernächster Zeit gekühlte Schaleneier nach Frankreich liefern. Solche Kühleier sind bereits nach England mit gutem Erfolge eingeführt worden.

Es erscheint dringend notwendig, keine der sich bietenden Möglichkeiten für die Eierversorgung zu vernachlässigen, zudem kann China als eine unerschöpfliche Vorratskammer an Eiern angesehen werden, sind dort doch Getreide und besonders Reis im Überfluß vorhanden.

Kehren wir zu dem eigentlichen Gegenstande unserer Erörterungen, dem Gefrierei, zurück. Es wird aus China nach Europa und besonders nach den Vereinigten Staaten Nordamerikas eingeführt. Die hauptsächlichsten Ausfuhrorte sind Tientsin am Golfe von Petschili, Shanghai und Hangtschou am Gelben Meer. Dort haben sich englische und amerikanische Handelshäuser (The International Import and Export Cy, Amos Bird Cy, Hennigsen Produce Cy u. a.) niedergelassen, die Eier aufkaufen, zu Gefrierei verarbeiten und dieses versenden.

Nach den Angaben eines großen Handelshauses sind die chinesischen Fabrikanlagen zur Herstellung von Gefrierei genau wie die für den gleichen Zweck in den Vereinigten Staaten Nordamerikas vorhandenen eingerichtet. Über diese letzteren sind vom Departement of Agriculture in Washington eingehende Beschreibungen

veröffentlicht worden, aus denen folgendes zu entnehmen ist[1]):

Die Eier laufen auf einem Transportbande, vor welchem Leute sitzen, die sie gegen das Licht prüfen (spiegeln). Die Einrichtung gestattet 100000 Eier täglich zu prüfen. Diese Prüfung bezweckt eine erste Aussonderung. Die nicht beanstandeten Eier gelangen weiter in einen Raum, in dem sie zerschlagen werden sollen. Den dort beschäftigten Leuten wird ein häufiger Wechsel der Arbeitskleidung und reichliches Händewaschen zur Pflicht gemacht. Die Eier werden der Reihe nach auf ein dünnes Messer geschlagen, das sie glatt durchschneidet. Ein Mann trennt die beiden Schalenhälften voneinander und verhindert dadurch, daß der Inhalt des Eies über die Schale läuft und sich dabei verunreinigt. Soll ein Gemisch von Weiß- und Gelbei hergestellt werden, so fängt man alles in einer sterilisierten Schale auf, aus der man den Inhalt in das Versandgefäß laufen läßt, soll dagegen Gelbei und Weißei getrennt werden, so läßt man den Inhalt des Eies in eine Kelle fallen, die gerade ein Gelbei fassen kann. Diese Kelle ist mit einem halbkugeligen Klappdeckel versehen, in welchem sich das Weißei absondert und aus dem es in das Versandgefäß entleert wird. Merkt der Arbeiter, daß das Ei einen Fehler aufweist, der also bei der Durchleuchtung übersehen worden ist, so wirft er es zurück und wechselt darauf das Messer und die Auffangschale. Auf diese Weise wird eine zweite Aussonderung vorgenommen.

Nach dem Zulöten werden die Versandgefäße in einen Raum gebracht, der —15 bis —18° aufweist, dann nach 36 h in andere Räume mit —6 bis —8° und schließlich in die Gefrierschiffe.

Diese Schilderungen sind dem obengenannten Berichte aus Washington entnommen, dessen Richtigkeit von mehreren Seiten bestätigt worden ist. Sie zeigen, daß man die wesentlichsten Vorsichtsmaßregeln beobachtet, so daß es in einem Industriebetriebe kaum besser gemacht werden kann. Die Importfirmen haben das größte Interesse daran, nur durchaus einwandfreie Eier auszuwählen. Sie wissen ganz genau, daß ein einziges faules Ei den Inhalt eines ganzen Versandgefäßes zum Verderben bringen kann.

Im I. Teil dieses Aufsatzes wird bedauert, daß das Einfüllen der Eier in die Büchsen nicht unter behördlicher Aufsicht geschieht. Dem ist beizustimmen, aber wer sollte diese Aufsicht in China ausüben? Haben die französischen Konsuln ein Recht dazu? Aber wenn das auch der Fall wäre, so erscheint es doch recht zweifelhaft, daß die Verwaltungen dieser englischen oder amerikanischen Fabriken diese Überwachung erleichtern würden. Ähnliches gilt für die Überwachung in den Kühlräumen, in denen die Versandgefäße aufgestapelt werden, denn dazu würden sich die französischen Überwachungsbeamten meistens auf englisches Gebiet begeben müssen.

[1]) Vgl. dazu Zeitschrift f. d. ges. Kälte-Ind. 1921, S. 77.

Der Handel mit eingeschlagenen Eiern liegt in den Händen Englands. Im Jahre 1919 führte China 4400 Zentner solcher Eier nach Frankreich ein und England 400. Im Jahre 1920 betrugen diese Zahlen für China nur noch 800, dagegen für England 4800.

Die Überwachung der Versandgefäße ist leicht durchzuführen, von dem Zeitpunkte an, in welchem sie in einem französischen Hafen ausgeladen werden. Man kann prüfen, ob die Lötnähte gut erhalten, die Büchsen nicht undicht geworden sind, und ob sie sich noch in gefrorenem Zustande befinden. Die Industriebetriebe sollen stets nur soviel Büchsen aus ihren Kühlräumen entnehmen, wie gebraucht werden. Das Auftauen soll in lauwarmem Wasser erfolgen, ehe die Büchsen geöffnet werden. Ihr Inhalt soll dann möglichst schnell verbraucht werden. Jeder Verbraucher sollte sich immer so einrichten, daß am Schluß des täglichen Betriebes keine dem Kühlraum entnommene oder gar geöffnete Büchse übrigbleibt.

Auf Grund dieser Berichte ist der »Conseil d'hygiène de la Seine« beim Ministerium vorstellig geworden, um zu erwirken, daß nachstehende Vorschriften erlassen werden:

1. Die Industriellen, welche Gefrierei verbrauchen, haben darauf zu achten, daß die Versandgefäße bei der Ankunft unverletzte Verschlüsse aufweisen, daß sie weder lecken noch schwitzen. Gefäße, bei denen das nicht zutrifft, sind als verdächtig anzusehen und zurückzuweisen.

2. Sie haben als verdächtig anzusehen und zurückzuweisen alle Büchsen, auf deren Oberfläche sich die Feuchtigkeit der Luft nicht niederschlägt und zu Reif gefriert.

3. Sie haben von dem letzten Verkäufer die Garantie zu fordern, daß die Ware unterwegs nicht aufgetaut war.

4. Sie müssen über Kühlräume verfügen, um die Ware darin im Gefrierzustande bis zum Gebrauch aufbewahren zu können.

5. Kleinbetriebe, die sich keinen eigenen Kühlraum halten können, dürfen die Gefrierware vom Zwischenhändler nur nach Maßgabe ihres Betriebsbedarfes beziehen. Hch.

Englische Vorschriften zur Verhütung von Unfällen und Erkrankungen in Kühlhäusern.

Das »Factory Department of the British Home Office« hat in einer Denkschrift eine Anzahl von Maßnahmen vorgeschrieben, durch die Unfälle und Erkrankungen in Kühlhäusern verhindert werden sollen.

Die Gefahren, die den Arbeitern in Kühlhäusern drohen, sind folgende:

Das Arbeiten in kalten Räumen kann Veranlassung geben zu Krankheiten der Luftwege, Rheumatismus, Ischias, Diarrhöe und Neuralgie, namentlich bei unzweckmäßiger Bekleidung und schlechtem Ernährungszustande der Arbeiter.

Es können Schädigungen durch Gasausströmung, vor allem bei Ammoniak, aber auch bei Kohlensäure auftreten. Diese Gefahr besteht besonders im Maschinenraum und bei Auftreten von Undichtigkeiten sind die Leute, die Reparaturen ausführen und den gaserfüllten Raum zum Abschließen der Ventile usw. betreten müssen, zu schützen. Ammoniak greift bekanntlich die Schleimhaut der Nase, des Rachens und der Augen stark an, und schon geringe Ausströmungen werden dadurch leicht entdeckt. Kohlensäureverluste machen sich nicht durch derartige Wirkungen bemerkbar.

Bei intensiver Berührung der Haut mit flüssigem oder festem Kältemittel zeigen sich Erscheinungen wie bei Verbrennungen (schweflige Säure ist nicht erwähnt; seine Wirkung ähnelt der von Ammoniak).

Folgende Maßnahmen werden empfohlen. Alkoholiker sind für Arbeiten in Kühlräumen nicht zu verwenden. Sie leiden unter der Kälte mehr als andere Leute. Die Kleidung muß dem Kältegrade und der Schwere der Arbeit entsprechen. Leibbinden, gefütterte Lederjoppen, Flanellmäntel werden empfohlen. Die Kleider sind nach Gebrauch zu trocknen. Bei feuchtem Fußboden sind die Füße durch Schuhe mit Holzsohlen zu schützen. Bei trockenem Fußboden (tiefen Temperaturen) sind Holzschuhe nicht nötig, veranlassen sogar manchmal Ausgleiten. Vor letzterem kann man sich durch Umwickeln der Schuhe und der Unterschenkel mit Säcken schützen. Wenn mit aufgetauten Vierteln u. dgl. hantiert wird, haben sich über die Schulter gelegte Tücher bewährt, die auszuwechseln sind, sobald sie feucht sind. In Pökelräumen sind Holzschuhe und Flanellenüberröcke besonders wichtig, weil das Salz hygroskopisch und der Fußboden feucht ist. Erwünscht ist das Vorhandensein eines Speiseraumes mit angenehmer Temperatur. Auch soll den Arbeitern die Möglichkeit gegeben werden, ihre Kleider zu trocknen, ihre Füße anzuwärmen und ihre Straßenkleider aufzubewahren. Wichtig ist, daß die Leute jederzeit die Möglichkeit haben, den Kühlraum zu verlassen. Die Haupttüren sollen nicht verschlossen sein, und man muß sich von innen durch elektrische Klingeln oder dgl. nach außen bemerkbar machen können. Es ist vorgekommen, daß Leute beinahe gestorben wären, weil sie die ganze Nacht im Kühlraum bleiben mußten. Nach der Arbeit sind die Arbeiter abzuzählen, damit man das Fehlen sofort feststellen und suchen kann. In Eisfabriken ist der Boden sauber zu halten; auch hier sind elektrische Klingeln wünschenswert.

Der Maschinenraum soll hell und gut belüftet sein. Er sollte immer über der Erde (nicht im Keller) liegen, sonst muß man für künstliche Lüftung sorgen. Es sollen immer zwei Mann gleichzeitig im Maschinenraum sein, von denen einer die Anlage gut kennen soll. Bedienungsvorschriften, wie sie von den Kältemaschinenfabriken geliefert werden, sind an sichtbarer Stelle zu befestigen, und die Leute sollen sie auch wirklich genau verstehen. Beim Einfüllen des Kältemittels ist darauf zu achten, daß die Anlage nicht überfüllt wird.

Es müssen Schutzmasken zur Rettung Verunglückter aus dem gaserfüllten Raum oder zur Ausführung von Ausbesserungen in diesem vorhanden sein. Man verwendet jetzt vielfach solche mit Patronen, die das Ammoniak absorbieren. Die Arbeiter müssen mit der Handhabung der Masken vertraut sein, auch muß immer ein Vorrat von Patronen vorhanden sein. Für Kohlensäure sind nur Helme mit Luftzuführung zu empfehlen, die auch für Ammoniak geeignet sind. Die Schutzhelme und Masken müssen leicht zugänglich aufbewahrt sein und an einer solchen Stelle, daß man nicht von ihr durch Gasausströmungen abgeschnitten werden kann. Ein Mann jeder Schicht soll mit den bei Rettung Gefährdeter sowie bei der ersten Hilfe bei Unfällen erforderlichen Handgriffen vertraut sein. K

Zeitschriftenbericht.

Wissenschaftliche Grundlagen.

Über das Verhalten gesättigter Dämpfe. R. Plank. Zeitschrift für technische Physik. 3, 3. (Schluß; vgl. Heft 4, S. 73).

Gesucht wird eine empirische Zustandsgleichung, die das Gasgebiet bis zur rechten Grenzkurve umfaßt und das spez. Volumen v'' möglichst nur in erster Potenz enthält. Die Gleichung von Nernst

$$\psi = A\, p\, (v - v') = A\, R\, T\, (1 - \pi),$$

wobei

$$\pi = \frac{p}{p_k},$$

versagt in der Nähe des kritischen Punktes und gilt nicht im Überhitzungsgebiet. Auch die Gleichung von Callendar und Mollier

$$\psi = A\, P\, (v - v') = A\, R\, T \left(1 - C' \frac{\pi}{\vartheta^m}\right)$$

versagt in der Nähe des kritischen Punktes. Die Gleichung von Kamerlingh Onnes

$$P \cdot v = A_0 + \frac{B}{v} + \frac{C}{v^2} + \frac{D}{v^4} + \frac{E}{v^6} + \frac{F}{v^8}$$

enthält v in höheren Potenzen. Plank schlägt vor zu setzen

$$\psi = A\, P\, (v - v') = A\, R\, T \left(1 - \frac{\pi}{\vartheta^m}\right)^n$$

mit $m > 1 > n$. Die Gleichung gibt die Versuchswerte im Gebiet trocken gesättigter und überhitzter Dämpfe gut wieder. Für kleine Drücke geht sie in die Molliersche Gleichung über. Es wird gezeigt, daß die Planksche Gleichung für Wasserdampf sowohl mit $m = 2{,}5$ und $n = 0{,}5$, als auch mit $m = 4{,}5$ und $n = 0{,}3$ und $R = 47{,}1$ mit den Versuchen gut übereinstimmt. Dem letzteren Wertepaar wird der Vorzug gegeben. Für CO_2 ist $R = 19{,}27$, $m = 3$ und $n = 0{,}447$, und gibt auch die Werte nahe der kritischen Temperatur sehr gut wieder. Leitet man aus der Plankschen Gleichung mit Hilfe der Gleichung

$$\left(\frac{\partial c_p}{\partial P}\right)_T = - A\, T \left(\frac{\partial^2 v}{\partial T^2}\right)_P$$

den Wert für c_p ab, so findet

$$c_p = c_p{}^0 - A\, R\, m \left[1 - \left(1 - \frac{\pi}{\vartheta}\right)^n\right] + A\, R\, m^2\, n \frac{\frac{\pi}{\vartheta^m}}{\left(1 - \frac{\pi}{\vartheta^m}\right)^{1-n}}$$

und für nicht sehr hohe Drücke mit $\frac{\pi}{\vartheta^m}$ klein gegen 1

$$c_p = c_p{}^0 + A\, R\, m\, n\, (m - 1) \frac{\pi}{\vartheta^m} + A\, R\, m\, n\, (1 - n)\, (m - 0{,}5) \left(\frac{\pi}{\vartheta^m}\right)^2.$$

Es ergibt sich z. B. für Wasserdampf sehr gute Übereinstimmung mit den Versuchswerten und Erfüllung der theoretischen Forderungen in der Nähe des kritischen Punktes durch die genauere Gleichung.

Der letzte, außerordentlich interessante Abschnitt beschäftigt sich mit der spezifischen Wärme c_x' bzw. c_x'' längs der Grenzkurven. c_x'' ist bekanntlich bei Wasser durchweg negativ, bei Äther und anderen Stoffen nur sehr nahe am kritischen Punkte negativ, sonst aber positiv. Nach van der Waals und Kamerlingh Onnes ist c_x'' für Stoffe mit großem $k = \frac{c_p}{c_v}$, also geringer Anzahl von Atomen im Molekül, stets negativ, und nur bei kleinem k, also komplizierten Molekülen, kann c_x'' in gewissen Bereichen positiv werden. Ausgehend von der Thiesenschen Gleichung kommt man zu

$$c_x'' - c_x' = -\frac{n\,r}{T_k - T} - \frac{r}{T}.$$

Man erkennt, daß stets $c_x' > c_x''$ sein muß, also verläuft im T/s-Diagramm die linke Grenzkurve, wenn sich auch stellenweise positive Werte für c'' ergeben, stets steiler als die rechten. Plank setzt nun

$$c_x' = f_0(T) + \frac{b'\,r}{T_k - T}$$

und

$$c_x'' = f_0(T) - \frac{b''\,r}{T_k - T} - \frac{r}{T},$$

wobei $b' + b'' = n$. Für manche Fälle genügt es schon $f(T) = a =$ const zu setzen um gute Übereinstimmung mit den Messungen zu erhalten. So gilt für Wasser recht genau

$$c_x' = 0{,}902 + \frac{5{,}244}{(647 - T)^{0{,}685}}$$

und

$$c_x'' = 0{,}902 - \frac{23{,}74}{(647 - T)^{0{,}685}} - \frac{92{,}0\,(647 - T)^{0{,}315}}{T}$$

für Äthyläther $c_x' = 0{,}342 + 0{,}39\,\frac{r}{T_k - T}$

und

$$c_x'' = 0{,}342 - 0{,}02\,\frac{r}{T_k - T} - \frac{r}{T}$$

ebenfalls in guter Übereinstimmung mit den Versuchswerten.

Entsprechend wird für SO_2 nachgewiesen für die Gleichungen

$$c_x' = 0{,}154 + 0{,}28\,\frac{r}{T_k - T}$$

und

$$c_x'' = 0{,}154 - 0{,}27\,\frac{r}{T_k - T} - \frac{r}{T},$$

wobei c_x'' sich stets negativ ergibt, im Gegensatz zu Mathias, der zwischen $t = 97{,}5$ und 114^0 positive Werte gefunden hat. Aber nach den Untersuchungen von v. d. Waals und Kamerlingh Onnes erscheinen positive Werte als sehr wahrscheinlich. Die Lage des Maximums von c'' nach der Plankschen Gleichung stimmt mit den Versuchen von Mathias überein. Schließlich wird noch gezeigt, daß für alle Werte von n zwischen den Werten 0,25 und 0,6 die Lage von ϑ_m, d. h. der Temperatur bei der c_x'' Maximum wird, nur zwischen 0,754 und 0,782 schwankt, und man kommt zur Bedingung $0{,}75 < \vartheta_m < 1$. Für H_2O ist $\vartheta_m = 0{,}774$, für SO_2 0,856, für C_4H_{13} 0,974.

Kältemaschinen.

Kühlung durch Zerstäubung von Sole (Brine spray refrigeration). S. C. Bloom. American Society of Refrigerating Engineers Journal 8, Jan. 1922.

In dem zu kühlenden Raum sind vertikale oder horizontale Rohre von großem Durchmesser angeordnet, in denen Düsen einen feinen Nebel kalter Sole erzeugen. Die Tropfen, die sich an der Wand niederschlagen, werden nach dem Verdampfer zurückgeleitet. Die Zerstäubung der Sole verstärkt den natürlichen Luftumlauf.

Zweistufige Verdichtung des Ammoniaks. George A. Horne. American Society of Refrigerating Engineers Journal 8, Jan. 1922.

Der Verfasser hat eine Reihe von Versuchen an einer Maschine von rd. 700000 kcal Stundenleistung gemacht und berichtet über diese sehr eingehend. Die Überlegenheit der zweistufigen Ammoniakverdichtung wird nachgewiesen. Zur Messung der umlaufenden Ammoniakmenge dient ein in die Flüssigkeit eingebauter Venturimesser, der sich als sehr geeignet erwiesen hat.

Verschiedenes.

Der industrielle Schlachthof in Chasseneuil-sur-Bonnieure. La revue générale du froid et des industries frigorifiques, 3, Februar 1922.

Der Schlachthof ist den amerikanischen packing houses nachgebildet, sowohl in seinem Aufbau und seinen Einrichtungen als auch darin, daß alles bis zum Endprodukt an Ort und Stelle verarbeitet wird. Man hofft auf diese Weise neben dem Vorteil, daß nichts durch Transport und Lagerung verdirbt, eine höhere Wirtschaftlichkeit zu erreichen. Es können täglich geschlachtet und verarbeitet werden 80 bis 82 Stück Rindvieh oder entsprechende Mengen Schafe und Schweine. Das Vieh ruht sich nach seiner Ankunft einen oder mehrere Tage in den Ställen aus. Wenn es geschlachtet werden soll, wird es gewogen und auf eine Rampe getrieben, die nach dem obersten (zweiten) Stockwerk des Gebäudes führt, und gelangt in die dort befindlichen Schlachträume. Die Schlachteinrichtung namentlich für Hammel und Schweine sind amerikanischem Muster nachgebildet. Sogleich nach dem Schlachten wird das Fleisch von einem Tierarzt untersucht, dann bleibt es zum Auskühlen hängen (6 bis 24 h). Felle, Köpfe, Füße, Mägen, Därme, Rinder- und Schweinefett werden auf Rutschen gelegt, die nach den entsprechenden Stellen der unteren Stockwerke führen, an denen sie weiter verarbeitet werden sollen. Herzen, Lungen, Lebern usw. werden an Gestellen aufgehängt, die nach einem besonderen Kühlraum gerollt werden. Talg und Fett kommen nach dem ersten Stockwerk. Das Rinderfett wird zerschnitten, gekühlt, zerkleinert, ausgelassen, in ein Gefäß gefüllt. Hier setzen sich die Grieben ab. Das reine Fett wird durch ein Siphon abgezogen, geklärt und schließlich in Fäßchen gefüllt. Dieses Fett heißt »le premier jus«. Die Grieben und andere Rückstände werden noch einmal in einem Autoklaven behandelt und ergeben den »deuxième jus«. Das Schweinefett wird ähnlich wie das Rinderfett behandelt und fließt vom ersten Stockwerk unmittelbar in einen Klärbehälter im Erdgeschoß. Hier teilt sich das Schmalz in eine obere Schicht, die flüssig ist und von erster Güte und eine darunter liegende Griebenschicht, die im Autoklaven auf Schmalz zweiter Güte verarbeitet wird. Rinder- und Schweinefett werden noch umgepumpt, filtriert usw. bis zum klaren, weißen Endprodukt.

Die Mägen werden im zweiten Stockwerk entleert. Ihr Inhalt gleitet ins Erdgeschoß in geschlossene Wagen, die ihn entfernen. Die Mägen selbst gelangen in den ersten Stock, wo sie von Fett befreit, gewaschen, gebrüht usw. werden. Die Därme werden im ersten und zweiten Stock entleert, entfettet, gewendet und gebrüht. Dann werden sie gewaschen, sortiert und gesalzen. Die Füße kommen nach dem ersten Stockwerk, werden gewaschen, gebrüht, enthaart und in Fässer gelegt.

Im ersten Stock werden ferner die Knochen zersägt, gewaschen, gekocht; im Erdgeschoß werden sie getrocknet, im Keller gemahlen und auf Knochenöl und Knochenmehl verarbeitet.

Das Fett der Därme und der Mägen, das zur Erzeugung von Speisefett ungeeignet ist, die Rückstände der Verarbeitung von Rinder- und Schweinefett, der Knochen, das untaugliche Fleisch und das Blut werden im Erdgeschoß auf technische Fette verarbeitet.

Die Felle gelangen durch eine Rutsche vom obersten Stockwerk nach dem Kellergeschoß und werden dort gesalzen und gelagert.

Das Hauptgebäude enthält noch: einen großen Packraum, in dem auch die ausgehende Ware geprüft wird, große Lagerräume im Erdgeschoß und Keller, Räume zur Herstellung von Würsten und Konserven, einen Pökelraum im Keller, Lagerräume für Salz, Sägespäne und einen Waschraum usw.

Ein elektrischer Aufzug für 1000 kg Tragkraft dient nur zum Heben von Gütern.

Der Schlachthof hat Gleisanschluß.

Die 4 Kühlräume der Anlage liegen an einem Ende des Gebäudes genau übereinander und haben zusammen 440 m^2 Grundfläche.

Die Maschinenanlage selbst befindet sich in einem besonderen Gebäude.

Im zweiten Stockwerk liegt der Vorkühlraum mit + 5 bis + 7° C, bei 80 bis 85 vH Feuchtigkeit, mit einem Luftkühler, der aus mit Sole berieselten und Sole führenden Röhren besteht. Luftbewegung durch Elektroventilator. Ein weiterer Raum zur Kühlung von Lunge, Leber usw. (abats) wird durch stille Kühlung auf 0 bis + 2° C bei 80 vH gehalten.

Im ersten Stock liegt der Fleischkühlraum, + 2 bis + 3° C, 75 bis 80 vH, durch Luftkühler gekühlt.

Im Erdgeschoß liegt ein Gefrierraum, — 8° C, der durch Luftkühler und Rohre an der Decke gekühlt wird.

Im Keller befindet sich der Pökelraum, + 4 bis + 5° C, mit Röhrenkühlung.

Die Luftkanäle sind aus einer Art Zement hergestellt. Den Verkehr zwischen den Kühlräumen vermittelt ein eingebauter Aufzug, der 800 kg hinauf und 1200 kg hinab fördern kann.

In den Kühlräumen (außer dem Pökelraum) befinden sich, ebenso wie im Schlachtraum und dem Abhängeraum im zweiten Stock Gleisanlagen.

Die Kältemaschine leistet 34 000 kcal/h bei — 20° C und wird elektrisch angetrieben, hat einen Rieselkondensator und runden Tauchverdampfer. Auch die Solepumpen und Ventilatoren haben elektrischen Antrieb.

Ein Dampfkessel mit niedrigem Betriebsdruck liefert den zur Warmwasserbereitung und zum Eindampfen der Sole benötigten Dampf. Auf dem Dach befinden sich zwei Wasserbehälter von je 120 m^3 Fassung, die von einer Pumpe mit automatischer Regelung gefüllt gehalten werden.

Die Abwässer werden gesammelt, von Fett befreit, gefiltert und abgeführt.

Der Aufsatz wird durch vollständige Zeichnungen des Gebäudes ergänzt.

Eiszerkleinerungsanlage in Grimbsby. Cold Storage 25, Februar 1922.

Zur Zerkleinerung der wöchentlichen Erzeugung von 3000 t Eis sind 5 Eismühlen aufgestellt, die von einem durchgehenden Vorgelegestrang angetrieben werden. Jede Mühle verarbeitet stündlich 60 t. Vier von ihnen fördern in je einen unter der Mühle befindlichen Bunker, der zwei seitliche Entnahmeöffnungen hat. Von diesen aus wird das Eis in Säcke gefüllt. Die fünfte Mühle zerkleinert das Eis, das für den Versand von Fischen bestimmt ist, feiner und fördert es in ein unter ihr befindliches vertikales Teleskoprohr, unter das die Wagen zur Aufnahme fahren. Die Einwurfsöffnung liegt in gleicher Höhe mit dem Eiserzeuger. Das Vorgelege wird von einem 100 PS-Motor angetrieben.

Bücherbericht.

(Besprechung vorbehalten.)

Selbstkostenberechnung industrieller Betriebe. Von Professor Friedrich Leitner, Prof. a. d. Handelshochschule Berlin. 7., erweiterte Auflage. Verlag von J. D. Sauerländer, Frankfurt a. M. Preis broschiert M. 60, gebunden M. 65.

Das nunmehr beinahe 400 Seiten umfassende Werk zeichnet sich durch seine gründliche Behandlung des umfangreichen Stoffes aus. Es besitzt eine sehr vorteilhafte Gliederung, die trotz der Fülle des Stoffes eine gute Übersicht noch leicht ermöglicht. Ein sehr reichhaltiges, mühevoll zusammengetragenes Quellenwerk bereichert zusammen mit einer Unzahl von Beispielen aus verschiedenen Industriegruppen, Rechnungsaufstellungen und Diagrammen, die durch die mit zwingender Folgerichtigkeit aufgebauten, vortrefflichen Erörterungen gewonnenen Eindrücke in wirkungsvoller Weise. Prägnante Fundamentalsätze werden als Ergebnisse der analysierenden Abhandlungen durch Sperrdruck besonders eindringlich hervorgehoben. Große Sachkenntnis und reiche Fachstudien verraten die Streifzüge auf die verschiedenen Industriegebiete und die für diese im besonderen vorgezeichneten Kostenermittlungsverfahren. Auch die Nachteile unzulänglicher Verfahren werden an Hand von gelegentlichen Gegenüberstellungen mit den richtigen überzeugend geschildert. Im Gegensatz zu manchen anderen Werken auf diesem Gebiet werden hier aber nicht nur allgemeine Grundzüge und Leitgedanken, generelle Notwendigkeiten und Fehler besprochen. Hier wird tiefer geschürft und der Industrie ein Studien- und Nachschlagewerk an Hand gegeben, in dem die schwierigsten Kostenfragen, wie sie je im Fabrikbetriebe auftreten, von den verschiedensten Gesichtspunkten aus beleuchtet und bearbeitet werden.

Um des Raummangels wegen nur einige ganz kurze Hinweise zu geben, sei bemerkt, daß z. B. die oft nicht genügend gewürdigte Frage der Zinsen und Zinsverluste als Bestandteil der Selbstkosten in erfreulicher Gründlichkeit behandelt wird. Es ist in mehreren Beispielen gezeigt, wie bei Neugründungen und Fabrikationserweiterungen Rentabilitäts-Kostenberechnungen anzustellen sind, um Klarheit und Schutz vor Schaden zu schaffen. Daß und wie die anfallenden Kosten weitestgehend differenziert auf die ursächlichen produktiven Werkstattaufträge zu erfassen, zu kontrollieren, zu beeinflussen und schließlich zu verrechnen sind, welche Arten von Kosten auftreten, wie deren Verteilung als zweckmäßig zu bezeichnen ist und vieles mehr, wird mit überzeugender Klarheit und Nachdrücklichkeit vor Augen geführt. Die Selbstkostenberechnung soll nicht nur Preisermittlung, sondern in erster Linie ein produktionstechnisches Kontrollmittel sein und die Preisrechnung vorbereiten.

Primäre Aufgabe: Erziehungs- und Kontrollmittel für den Fabrikbetrieb, Herabdrückung der laufenden Kosten.

Sekundäre Aufgabe: Auswertung derselben für den Verkehrsgebrauch. Der erste und wichtigste, betriebswirtschaftliche Teil soll also dem Techniker, der verbleibende kleinere Rest dem Kaufmann obliegen.

Nicht kurzsichtige Ängstlichkeit und Unverstand sollen durch Knapphaltung von Personal und Mitteln eine gründlche Kostenführung und Rechnung behindern.

Allen suchenden und wissenden Betriebswirtschaftlern jeder Gattung ist das vorliegende Werk eine Quelle weitgehender Wissensbereicherung. F. Bruch.

Wirtschaftliche Nachrichten und Rechtsfragen.

Mineralöle und Fette. Bericht der Firma Sachsenöl-Gesellschaft m. b. H., Dresden, den 20. April 1922.

Auf dem Mineralölmarkt ist Zurückhaltung das Gebot der Stunde. Der ersten Aufregung über den deutsch-russischen Vertrag ist auffallend rasch eine ruhigere Beurteilung gefolgt. Rußland befindet sich unzweifelhaft in Genua in günstiger diplomatischer Position, woraus Deutschland indirekt profitieren wird. Der Devisenmarkt war speziell auf Gerüchte über eine internationale Reparationsanleihe gedrückt, die Ölpreise infolgedessen leicht nachgebend. — Es notieren im Großhandel pro kg verzollt, einschließlich Faß, ab Dresden:

Amerik. Maschinenöl-Raff. Visk. 2—20 b/50 .	M. 29,50—39,00
Amerik. Spindelöl-Raff. Visk. 2—7 b/20 . . .	» 19,50—20,50

Amerik. Heißdampf-Zylinderöl, Flp. 260—320	M. 29,00—34,75
Sattdampf-Zylinderöl, Flp. 220—240	» 19,50
Maschinenöl-Dest. Visk. 3—11 b/50	» 22,00—23,50
Spindelöl-Dest. Visk. 3—7 b/20	» 21,00—22,00
Bohröl, weißlöslich	» 21,00
Vaselinöl, weißlich, Visk. ca. 8 b/20	» 37,00
Putzöl, hellgelb	» 11,25
Maschinenfett	» 25,00
Harzöl-Wagenfett (Schwimmfett)	» 11,50
Fischtran, dunkelbraun	» 18,75

Dem Geschäftsbericht der **Gesellschaft für Markt- und Kühlhallen in Hamburg** für das am 31. Dezember abgelaufene Geschäftsjahr 1921 entnehmen wir: Das Unternehmen erzielte einschließlich des Vortrages von M. 180065 (i. V. M. 156799) eine Betriebseinnahme von M. 29,8 Mill. (19,23 Mill.). Nach Abzug der Unkosten von M. 24,52 Mill. (15,74 Mill.) und Abschreibungen von M. 1,15 Mill. (1,01 Mill.) verbleibt ein Reingewinn von M. 4140098 (2475360), woraus M. 198002 dem Reservefonds und M. 1,05 Mill. dem Werkerhaltungsfonds überwiesen, M. 20000 für Talonsteuer und M. 450000 für Reichssteuern zurückgestellt, 16 vH (i. V. 12 vH) auf die Stammaktien und 6 vH auf die Vorzugsaktien verteilt, M. 156813 (180367) Tantiemen vergütet und M. 203283 vorgetragen werden. Die Verwaltung bemerkt hierzu: Die fortlaufenden Preiserhöhungen für Kohlen und sonstige Betriebsbedürfnisse sowie die ständig steigenden Löhne zwangen uns, die Mieten für die Kühl- und Gefrierräume wie auch die Eispreise wiederholt erheblich zu erhöhen. Die Versorgung von Brennstoffen von geeigneter Beschaffenheit gestaltete sich immer schwieriger; teilweise versagten die Kohlenzechen, da die an sie gestellten Anforderungen ihre Leistungsfähigkeit übersteigen. Mit Ende des Jahres hörte die Belieferung mit Kohlen fast vollständig auf, weil die Eisenbahn außerstande war, die erforderlichen Wagen zu stellen bzw. zu befördern. Es traten wiederholt länger dauernde Gütersperren in Kraft, die den Beweis erbracht haben, daß die Eisenbahn ihrer Aufgabe nicht gewachsen ist. Da diese Ohnmacht keinen Ausnahmezustand darstellt, steht zu befürchten, daß wir im laufenden Jahr mit der Kohlenbeschaffung noch traurigere Erfahrungen werden machen müssen als im letzten. Dazu kommen noch die bekannten Schwierigkeiten in den Bezügen aus Oberschlesien, auf die unsere Berliner Werke in erster Linie angewiesen sind. Die Instandhaltung der inneren Einrichtung erforderte infolge der fortschreitenden Markentwertung große Mehrausgaben; wenn trotzdem ein befriedigendes Ergebnis erreicht wurde, so ist dasselbe darauf zurückzuführen, daß sämtliche Betriebe bis an die äußerste Grenze ihrer Leistungsfähigkeit ausgenutzt werden konnten. Die Einnahmen aus den Mieten der Gefrierräume der Werke Hamburg-Altona sind gegen das Vorjahr bedeutend gestiegen, da sämtliche Räume dauernd in Anspruch genommen waren. Das Eisgeschäft hat sich weiter günstig entwickelt, es waren nicht allein sämtliche Eisfabriken voll beschäftigt, sondern deren Leistung reichte während der Sommermonate nicht aus, um die große Kundenzahl zu bedienen. Es mußten daher große Mengen von auswärts bezogen werden, die uns keinen Gewinn, sondern Verlust verursachten. Da im laufenden Jahre mit noch größeren Anforderungen gerechnet werden muß, nachdem die Fischdampferflotten, die wir zum größten Teil mit Eis versorgen, erheblich vermehrt worden ist, sahen wir uns veranlaßt, im Kühlhaus III, Altona, eine dritte große Eisfabrik zu errichten, die uns in den Stand setzen dürfte, die im vorigen Jahr wiederholt aufgetretene Eisnot dauernd zu beseitigen. Die Kühlräume der Werke Berlin waren auch bis Ende des Jahres nahezu voll vermietet; doch ging die Belegung in den letzten Monaten infolge der durch die Währungsverhältnisse erschwerten Lebensmitteleinfuhr zurück. Im Eisgeschäft war die Nachfrage stark: wir konnten, namentlich unter dem Einfluß der außerordentlichen und anhaltenden Sommerhitze, einen erheblichen Mehrumsatz gegen das Vorjahr erzielen. Unsere Anlagen waren daher monatelang bis zur Grenze der Leistungsfähigkeit in Anspruch genommen. Da ferner andere Eisfabriken am Platze mehrfach den Anforderungen nicht standzuhalten vermochten, haben wir uns im Hinblick auf die durch den bestehenden Zusammenschluß der Berliner Eiswerke gebotene Vorsorge entschlossen, auch unsere Eiserzeugung namhaft zu erweitern. Der Besuch der Markthalle Halberstadt hat sich, namentlich in den gewöhnlichen Wochentagen, wesentlich gebessert, so daß eine mäßige Verzinsung des Anlagekapitals erreicht wurde. Die Kühltransit-A.-G. in Hamburg, bei der wir beteiligt sind, dürfte bei starken Abschreibungen eine angemessene Verzinsung liefern. Die Blockeisfabrik von Gottfr. Linde, G. m. b. H. in Köln, hat gleichfalls mit gutem Erfolg gearbeitet, so daß auch hier unsere Beteiligung nutzbringend war. Für das laufende Jahr hoffen wir wieder auf eine rege Inanspruchnahme der Gefrierräume, auch rechnen wir mit einer lohnenden Beschäftigung der Eisfabriken, so daß wieder ein befriedigendes Ergebnis erreicht werden dürfte.

Dem Geschäftsbericht der **Gesellschaft für Lindes Eismaschinen Akt.-Ges. in Wiesbaden** für 1921 entnehmen wir:

Über das abgelaufene Geschäftsjahr ist folgendes zu berichten:

Durch Beschluß der außerordentlichen Generalversammlung vom 31. Januar 1921 wurde das Aktienkapital erhöht von M. 16000000,— um M. 4000000,— auf M. 20000000,— durch Ausgabe von M. 4000000,— Inhaberaktien von je M. 1000,— mit Gewinnbeteiligung vom 1. Januar 1921 an, und durch Beschluß der außerordentlichen Generalversammlung vom 20. Oktober 1921 von M. 20000000,— um M. 5000000,— auf M. 25000000,— durch Ausgabe von M. 4900000,— Inhaberaktien von je M. 1000,— und M. 100000,— Vorzugsaktien in Stücken zu je M. 200,—, beide mit Gewinnbeteiligung vom 1. Juli 1921 an. Die Erhöhungen wurden durchgeführt.

Der Umsatz an Maschinen und Apparaten erreichte im abgelaufenen Jahre M. 98683830,—.

Der Generalversammlung stehen nach der vorliegenden Rechnungsstellung, einschließlich des Vortrages von 1920 mit M. 458218,95, zur Verfügung: M. 9875705,15.

Betriebe und Beteiligungen.

Abteilung A für Kältemaschinen.

Bei der Abteilung A für Kältemaschinen hat sich der Absatz für das Inland etwas gehoben. In umfangreichem Maße kamen wieder Lieferungen nach dem Auslande zur Ausführung, die dem Käufer infolge des geringen Markwertes besonderes Interesse boten. Die erhöhten neuen Zölle, gesteigerten Materialpreise und Löhne sowie Lieferstörungen durch Streiks haben neuerdings dieses Interesse ungünstig beeinflußt. Der ausländische Wettbewerb macht sich stärker fühlbar.

Die Gesellschaft für Markt- und Kühlhallen, Hamburg, hat in allen ihren Abteilungen gut gearbeitet und bringt für das Jahr 1921 eine Dividende von 16 vH zur Verteilung.

Kristalleisfabrik und Kühlhallen, Dresden, waren während des Jahres gut beschäftigt. Trotz guten Eisabsatzes und belegter Kühlräume wurde infolge Material- und Lohnsteigerung das Anlagekapital wie im Vorjahre nur mäßig verzinst.

Kristalleisfabrik und Kühlhallen, Leipzig. Auch hier hat sich der Eisabsatz gehoben, dagegen sind die Lagerräume nicht voll ausgenutzt, da die früher üblichen Lagergüter noch nicht genügend Eingang finden. Das Erträgnis ist zufriedenstellend.

Nürnberger Eisfabrik und Kühlhallen, Nürnberg. Die Verhältnisse haben sich gegen das Vorjahr nicht geändert.

Blockeisfabrik Köln von Gottfr. Linde, G. m. b. H., Köln. Das Unternehmen hat mit gutem Erfolg gearbeitet. Beide Anlagen, in der Stadt und am Hafen, waren gut be-

schäftigt. Die Verteilung von 20 vH auf das Gesellschaftskapital ist beschlossen.

Abteilung B für Gasverflüssigung.

Der Absatz an Sauerstoff ist weiter erheblich gestiegen. Die im vorjährigen Bericht erwähnten neuen Werke in Leipzig und Hannover-Herrenhausen kommen demnächst in Betrieb. Zur Deckung des weiter zunehmenden Bedarfes bauen wir zur Zeit neue Werke in Stettin und im Hamburger Hafen. Außerdem werden einige der älteren Werke erweitert. Der Flaschenpark muß entsprechend der Zunahme des Absatzes vergrößert werden, was bei den zur Zeit auf nahezu das 100fache des Friedenssatzes gestiegenen Flaschenpreisen die Erhöhung des Betriebskapitals erfordert. Der Verkaufspreis des Sauerstoffs mußte entsprechend den unaufhaltsam wachsenden Gestehungskosten allmählich erhöht werden. Im ganzen hat das deutsche Sauerstoffgeschäft ein günstiges Ergebnis geliefert. Das gleiche gilt für das Geschäft mit gelöstem Azetylen.

Die Wasserstoff-Sauerstoffwerk G. m. b. H., Schwarzenberg i. Sa., an der die Gesellschaft beteiligt ist, verteilte für das Geschäftsjahr 1920/21 25 vH Dividende.

Die Hydroxygen G. m. b. H., Wien, schüttete für 1920 25 vH aus.

In Spanien, Skandinavien und der Schweiz werden auch die Tochterunternehmungen durch das allgemeine Darniederliegen der Industrie ungünstig beeinflußt. Immerhin konnte die Sauerstoff- und Wasserstoff-Werk Luzern A.-G. für 1920/21 12 vH, die Dansk Ilt & Brintfabrik A. S. in Kopenhagen für 1920 20 vH, die Nordiska Syrgasverken A. B. in Stockholm für 1920 15 vH, die Norsk Surstof & Vandstof-Fabrik A. S. in Kristiania für 1920 6 vH Dividende verteilen.

Die Güldnermotoren-Gesellschaft m. b. H., Aschaffenburg, schüttete für 1920 15 vH Dividende und einen Bonus von 10 vH aus.

Abteilung C Maschinenfabrik Sürth.

Das verflossene Geschäftsjahr verlief ohne jeden Betriebsausfall. Die Beschäftigung war während des ganzen Jahres in allen Abteilungen des Werkes gleichbleibend günstig. Obwohl die Mehrzahl der Auslandsaufträge zu Festpreisen abgeschlossen werden mußte und Materialpreise, Löhne und Gehälter eine dauernd steigende Tendenz zeigten, war das Gesamtergebnis des Werkes ein befriedigendes.

Bezüglich der Beteiligungen im feindlichen Ausland ist eine Klärung noch nicht erfolgt.

Für das laufende Jahr liegen zur Zeit Aufträge auf Maschinenlieferungen vor im Betrage von insgesamt rund 115 Millionen Mark.

Damit wären die Grundlagen zu einer ersprießlichen Tätigkeit gegeben. Inwieweit die schwierigen Zeitverhältnisse eine solche zulassen, ist noch nicht zu übersehen.

Der Aufsichtsrat schlägt folgende Verteilung des Reingewinnes vor:

Dividende von 25 vH auf M. 19600000,— Inhaberaktien für ein ganzes Jahr	M. 4900000,—
Dividende von 25 vH auf M. 4900000,— Inhaberaktien für ein halbes Jahr	» 612500,—
Dividende von 6 vH auf M. 400000,— Vorzugsaktien für ein ganzes Jahr	» 24000.—
Dividende von 6 vH auf M. 100000,— Vorzugsaktien für ein halbes Jahr	» 3000,—
Zuweisung an den Beamtenpensionsfonds . .	» 2000000,—
» » die Unterstützungsvereine Höllriegelskreuth und Sürth .	» 1000000,—
» » » Sonderrücklage	» 450000,—
Vortrag auf neue Rechnung	» 886205,15
	M. 9875705,15

Kleine Mitteilungen.

Nach einer Zeitschrift der Mitteilung Ice and Refrigeration, September 1921, befinden sich in den Vereinigten Staaten im ganzen 91228 mit Eisbehältern versehene **Kühlwagen**, von denen sich 27009 im Besitz dreier Transportgesellschaften befinden, während 64219 Wagen 77 Eisenbahngesellschaften gehören. Hierbei sind die isolierten Wagen ohne Eisbehälter, von denen es mehrere Tausend gibt, nicht mitgerechnet; ebensowenig die 25423 Einzelpersonen gehörenden Kühlwagen.

Patentbericht.

Patente.

Erteilungen.

17f, 11. 352511. Wilh. Junge, Berlin-Steglitz. Albrechtstr. 39, und Dr.-Ing. E. Tuckermann. Charlottenburg. Leibnizstr. 72. Wärmeaustauschvorrichtung. 6. 9. 17. J. 19704.

17g 1. 353063. Ebenezer Arthur William Jefferies, Worcester, V. St. A.; Vertr.: Dipl.-Ing. G. Benjamin, Pat.-Anw., Berlin SW. 11. Zylindermaschine zur Erzielung sehr tiefer Temperaturen. 29. 4. 20. J. 20309.

17g, 3. 353064. Sparklets Limited, Upper, Edmonton, England; Vertr.: C. Fehlert, G. Loubier. F. Harmsen, E. Meißner, Pat.-Anwälte, Berlin SW, 61. Verschluß für Preßgasflaschen. 28. 3. 20. S. 52598. England 27. 11. 18.

Löschungen.

17a. 249768, 321337. — 17b. 266128, 288365. — 17c. 248742. — 17d. 303506, 270533, 290101, 297314, 282151. — 17e. 296364. — 17f. 198502, 285183, 329784, 231601. — 17g. 310593, 313800, 317757, 319474, 321819, 324083, 277717, 281518, 286764, 294516, 295141. 313822, 313843, 222840. 249997, 282665, 303570.

Gebrauchsmuster. (Eintragungen.)

17b. 808527. N.V. Geveke & Co., Amsterdam; Vertr.: Mintz, Pat.-Anw., Berlin SW. 11. Verbindungsstück für Eiszellenrahmen. 2. 2. 22. G. 51137.

17f. 809638. Fa. W. Heinr. Kaufmann, Minden i.W. Doppelrohrwärmeaustauschapparat mit einem durch Schweißen verbundenen inneren und äußeren Rohrstrange. 9. 2. 22. K. 89079.

Auszüge aus den Patentschriften.

17a. 350431. Verdampfer für Vakuumkältemaschinen. Walter Lange in Berlin-Wilmersdorf.

In dem Verdampfer einer Vakuumkältemaschine tritt infolge unvermeidlicher Undichtheiten ständig Luft auf, deren Menge durch die Luft aus dem Ersatzwasser noch vermehrt wird. Diese Luft mischt sich mit dem von der Vakuumpumpe abzusaugenden Wasserdampf und erschwert erfahrungsgemäß dessen geregeltes Abziehen.

Zur Beseitigung des Übelstandes geht die Erfindung davon aus, daß die kalte Luft in dem Verdampferbehälter schwerer als der Wasserdampf ist, so daß sie bestrebt ist, den unteren Teil des Behälters aufzusuchen, wenn ihr das durch entsprechende Einrichtung des Behälters und der Absaugevorrichtung ermöglicht wird. Demgemäß werden für den Verdampfer erfindungsgemäß zwei Abführvorrichtungen angeordnet, die eine oben für den Wasserdampf, die andere unten für die Luft.

Patent-Ansprüche:

Verdampfer für Vakuumkältemaschinen, dadurch gekennzeichnet, daß der Verdampfer *a* mit einer oben angeordneten Abzugvorrichtung *h* für den Wasserdampf und einer unten angeordneten Abzugvorrichtung *c* für die Luft ausgestattet ist.

Zwei weitere Ansprüche.

17a, 18. **Doppelrohrwärmeaustauschapparat für Kältemaschinen.** Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G. in Augsburg.

Abb. 50.

Patent-Ansprüche:

1. Doppelrohrwärmeaustauschapparat für Kältemaschinen nach Patent 323963, dadurch gekennzeichnet, daß der Austrittsstutzen (*b*) des den Apparat in nur einer Richtung durchströmenden Kühlmittels seitlich durch den äußeren Mantel geführt wird, ohne den Deckel (*k*) des Wärmeaustauschapparates zu durchdringen.

2. Doppelrohrwärmeaustauschapparat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der seitliche Austrittsstutzen (*b*) durch einen federnden Hals (*h*) mit dem Mantel verbunden ist.

17a, 1. 349270. **Umlaufender Verdichter für Kleinkältemaschinen.** H. Benkert in Harburg.

Bei der bisher üblichen Bauart umlaufender, gasdicht geschlossener Kleinkältemaschinen dreht sich der Verdichter nicht mit. Das Mitdrehen des Verdichters wird durch ein Gegengewicht verhindert. Der Nachteil dieser Bauart besteht darin, daß, wenn auch durch die Größe des Gegengewichtes ein Mitdrehen des Verdichters verhindert werden kann, es doch ausgeschlossen ist, ein Pendeln, welches durch Impulse beim Verdichtergang entsteht, zu vermeiden. Je größer das Gegengewicht ist, desto größer die Zapfenreibung, die ein Mitdrehen begünstigt. Außerdem werden die Abmessungen der Kleinkältemaschine ungünstig beeinflußt. Das Pendeln des Verdichters verringert den Lieferungsgrad und demnach die Leistung der Maschine.

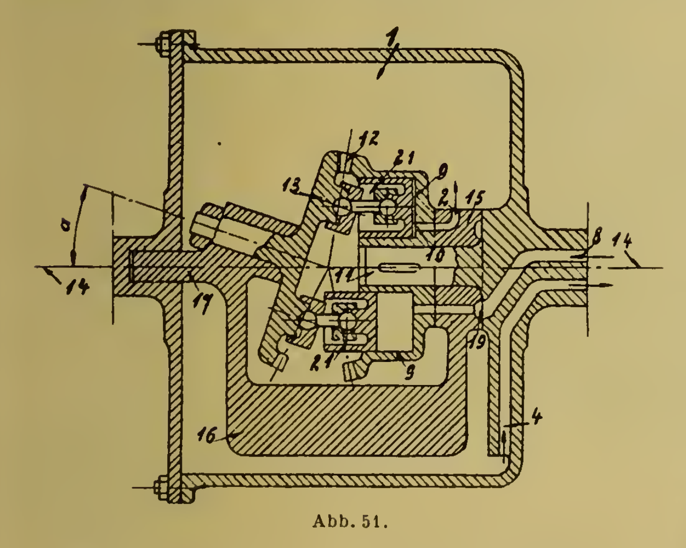


Abb. 51.

Bei der vorliegenden Neuerung wird dieser Nachteil dadurch vermieden, daß sich der Verdichter mit dem Gehäuse dreht. Die Steuerung des Saug- und Druckkanales erfolgt durch eine durch ein Gegengewicht in ihrer Lage festgehaltene Steuerscheibe.

Patent-Ansprüche:

1. Umlaufender Verdichter für Kleinkältemaschinen, der in einem umlaufenden Gehäuse eingebaut ist, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Verdichterzylinder (9) und Gehäuse (1) eine durch ein Gegengewicht in ihrer Lage gehaltene Steuerscheibe (15) angeordnet ist, die eine Steuerung der Kanäle (10) nach dem Saug- und Druckraum bewirkt.

2. Umlaufender Verdichter nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerscheibe (15) mit einem das Gegengewicht bildenden Rahmen (16) verbunden ist, in dem die die Kolben (21) bewegende Kolbenscheibe (13) gelagert ist.

17e. 350994. **Verfahren zum Kühlen von Luft.** Anna Korff geb. Wolf in Nürnberg.

Patent-Anspruch:

Verfahren zum Kühlen von Luft durch unmittelbare Berührung mit der gekühlten Sole einer Kältemaschine, dadurch gekennzeichnet, daß dieselbe in Strahlen durch die Salzlösung im Verdampferkasten gedrückt und oberhalb des Solespiegels gesammelt wird.

17a. 1. 351224. **Kleinkältemaschine.** Schwarzwaldwerke Lanz, Komm.-Ges. in Donaueschingen.

Vorliegende Erfindung besteht im wesentlichen darin, deß das Getriebegehäuse des Verdichters als Träger des Verdampfers dient, indem es zur Aufnahme des Verdampfers benutzt oder selbst als Verdampfer ausgebildet wird. Dadurch wird der Raumbedarf der Gesamtanlage verringert, die Bauart vereinfacht und die Herstellung verbilligt.

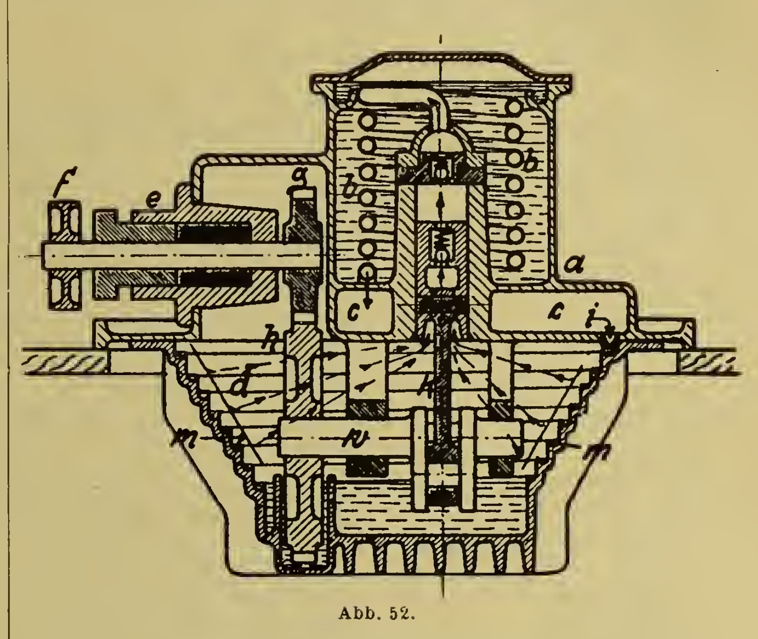


Abb. 52.

Patent-Ansprüche:

1. Kleinkältemaschine. dadurch gekennzeichnet, daß die Verdampfungseinrichtung in gleicher Höhe mit dem Getriebegehäuse angeordnet ist, und daß letzteres oder doch sein größter Teil in das zu kühlende Mittel eintaucht.

2. Kleinkältemaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verdampfungseinrichtung, etwa eine Rohrschlange, innerhalb des Kurbelgehäuses oder in dem durch Doppelwandung gebildeten Zwischenraum d s Kurbelgehäuses oder um das Gehäuse herum vorgesehen ist.

3. Kleinkältemaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verdampfung des Kältemittels lediglich innerhalb des Getriebe- oder Kurbelgehäuses erfolgt.

4. Kleinkältemaschine nach Anspruh 1 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Wandungen des Getriebegehäuses mit der aus dem Kondensator kommenden Kälteflüssigkeit berieselt werden.

5. Kleinkältemaschine nach Anspruch 1 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Wandungen des Getriebegehäuses mit dem sich bildenden Ölkältegemisch berieselt werden.

6. Kleinkältemaschine nach Anspruch 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Führung des Kältemittels vom Verflüssiger durch die Verdampfungseinrichtung zum unteren Teil des Kurbelgehäuses in der Weise erfolgt, daß das dem Kältemittel beigemischte Schmieröl in stetigem Gefälle vom Verflüssiger durch den Verdampfer dem unteren Teil des Kurbelgehäuses selbsttätig wieder zufließt.

Deutscher Kälte-Verein.

Vorsitzender: Geh. Rat Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz, Technische Hochschule Danzig.
Schriftführer: A. Kaufmann, Oberingenieur. Adr.: Berlin NW 23, Brückenallee 11.
Schatzmeister: E. Brandt, Direktor. Adr.: Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Arbeitsabteilung I: Für wissenschaftliche Arbeiten. Obmann: Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig.
Arbeitsabteilung II: Für Bau und Lieferung von Maschinen, Apparaten. Obmann: Ober-Ing. Heinr. Meckel, Berlin-Pankow.
Arbeitsabteilung III: Für Anwendung von künstlicher Kälte und Natureis. Obmann: Direktor A. Lucas, Leipzig A.

Berliner Kälte-Verein.

Bezirksverein des Deutschen Kälte-Vereins.

Bericht

über die Monatsversammlung am 30. März 1922 im Patzenhofer-Ausschank, Berlin W. 8, Friedrichstr. 71.

Vorsitzender: Herr Meckel.

1. Der Bericht über die Januarsitzung wird vorgelesen und genehmigt.
2. Herr Krause berichtet sodann über »englische Vorschriften zur Verhütung von Unfällen und Erkrankungen in Kühlhäusern«. Der Bericht wird in der Vereinszeitschrift abgedruckt werden. In der Besprechung wird betont, daß das Vorgetragene zwar nur wenig Neues enthält, daß es aber doch gut sei, immer wieder auf das Notwendige hinzuweisen. Elektrische Klingeln, die es gestatten, sich vom Innern der Kühlräume nach außen bemerkbar zu machen, haben sich auch bei uns als wichtig erwiesen, doch muß, wie bei allen Schutzvorrichtungen, sorgfältig darüber gewacht werden, daß sie dauernd betriebsfähig bleiben. Sonst wiegt man sich in falsche Sicherheit, und die Einrichtungen, auf die man sich verläßt, versagen in dem Augenblicke, in dem sie gebraucht werden. Häufige Revision ist erforderlich. Auch Schutzmasken usw. sind oft nicht in dem Zustande, in dem sie sein sollen. Oft ist der Gummi hart und rissig geworden, Einzelteile fehlen usw. Ganz falsch ist das Aufbewahren der Schutzhelme im Maschinenraum selbst; denn wenn dieser vergast ist, kann man die Helme nicht holen. Auch wird die Notwendigkeit von Räumen anerkennt, in denen sich die Arbeiter erwärmen und erholen können.

   Des weiteren berichtet Herr Krause kurz über eine demnächst erscheinende Arbeit von Dr. A. Seligmann über die physiologischen Einwirkungen von NH_3, CO_2 und SO_2. Hier wird in der Besprechung betont, daß die Menschen ganz verschieden empfänglich gegen die einzelnen Gase sind, daß vielfach Leute beobachtet wurden, die sich z. B. in einer mit SO_2 geschwängerten Luft wohl fühlen, in der sich andere auch nicht einen Augenblick aufhalten können. Schließlich berichtet Herr Krause über ein französisches industrielles Schlachthaus, das ganz nach amerikanischem Muster eingerichtet ist. Auch dieser Bericht erscheint an anderer Stelle der Vereinszeitschrift.
3. Die nächste Sitzung soll am Dienstag, den 25. April, wiederum im gleichen Lokale stattfinden.

Der Vorsitzende: gez. **Meckel.** Der Schriftführer: gez. **Schindler.**

Hauptversammlung in München

vom Montag, 17. Juli bis Donnerstag, 20. Juli 1922.

Montag, 17. Juli: *Nachmittags Sitzungen der 3 Arbeitsabteilungen in der Technischen Hochschule. Abends 8 Uhr Begrüßung im Bürgerbräu-Keller.*

Dienstag, 18. Juli: *10 Uhr Hauptversammlung in der Technischen Hochschule. Vormittags Vorträge, nach der Mittagspause Geschäftliches. Abends 8 Uhr Essen mit Damen im Konzertsaal des Bayerischen Hofes. — Tagesprogramm für die Damen: Fahrt nach Nymphenburg; Besichtigung des Residenz-Museums.*

Mittwoch, 19. Juli: *Ausflug auf den Wendelstein.*

Donnerstag, 20. Juli: *Besichtigungen mit Damen.*
Vormittags 10 Uhr: Deutsches Museum.
Nachmittags 3 Uhr: Kühl- und Gefrieranlage der Großmarkthalle.
Abends 7 Uhr: Zwangloses Zusammensein im Ausstellungspark der Deutschen Gewerbeschau.

Für besondere Interessenten stehen während der Tagung die Laboratorien Knoblauch (Technische Hochschule) und Hencky (Forschungsheim für Wärmeschutz, Bayerstr. 3) zur Besichtigung zur Verfügung.

Das ausführliche Programm mit Tagesordnung wird in der nächsten Nummer veröffentlicht und außerdem den Mitgliedern durch die Post zugesandt werden.

Eine Auskunftsstelle wird sich im Hotel Bayerischer Hof befinden.

Recht frühzeitige Zimmerbestellung ist wegen des zur Zeit zu erwartenden starken Fremdenverkehrs dringend zu empfehlen.

Berlin, im Mai 1922. *Der Schriftführer:* ***Kaufmann.***

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

6. Heft | Juni 1922 | 29. Jahrgang

CARL VON LINDE[1]

Am 11. Juni beging Herr Geheimer Rat Professor Dr. Dr.=Ing. **Carl von Linde** seinen achtzigsten Geburtstag. Wir Kältetechniker bringen unserem verehrten Meister mit besonderer Freude und Dankbarkeit unseren Glückwunsch dar. Denn wenn auch jeder Deutsche stolz auf diesen Mann ist, so sehen wir in ihm den wissenschaftlichen und praktischen Schöpfer unseres Faches. Für uns ist er das Vorbild, dem nachzustreben sich jeder nach Maßgabe seiner Kräfte bemüht. Er ist es gewesen, der auf Grund tiefer wissenschaftlicher Erfassung der Naturvorgänge durch praktische, wohldurchdachte Ingenieurarbeit, durch musterhafte kaufmännische Organisation unsere Industrie geschaffen hat, die für unser Vaterland und die ganze Menschheit von größter Bedeutung geworden ist. Und wenn sein tiefer und umfassender Geist auch nicht bei den Problemen der Kältetechnik und der Luftverflüssigung stehen geblieben ist, wenn er als Lehrer auf unendlich viele junge Geister fördernd gewirkt, als Mitarbeiter an anderen technischen Vereinen, an Akademien der Wissenschaft, am Deutschen Museum, an religiösen Vereinen in hervorragender Weise mitgearbeitet hat, so bleibt er für uns Kälteleute doch in allererster Reihe unser Lehrer, unser Meister.



Sein Werk nach seinem Vorbild in unermüdlicher Arbeit auszubauen, zu erweitern, zu vertiefen, soll unser Dank sein.

Mögen ihm noch viele gesunde und glückliche Jahre im Kreise seiner Familie beschieden sein, möge es ihm vergönnt sein, noch recht lange die von ihm geschaffenen wirtschaftlichen und wissenschaftlichen Institutionen zu fördern und zu ihrer gedeihlichen Entwicklung bei allen Nöten der Zeit beizutragen, möge es ihm gegeben sein, einen neuen Aufstieg unseres geliebten Vaterlandes, dem er in guten und bösen Tagen in Treue gedient hat, mitzuerleben.

Das wünschen wir ihm von ganzem Herzen.

Die Schriftleitung der Zeitschrift für die gesamte Kälte=Industrie, zugleich Zeitschrift des Deutschen Kälte=Vereins

MARTIN KRAUSE

[1]) Eine kurze Darstellung der Lebensarbeit Lindes findet der Leser im Juniheft 1917 dieser Zeitschrift.

Deutscher Kälte-Verein.

Ordentliche Hauptversammlung in München, 17. bis 20. Juli 1922.

Programm und Tagesordnung.

Montag, 17. Juli 1922: Nachmittags Sitzungen der 3 Arbeitsabteilungen, wozu sämtliche Mitglieder und Gäste eingeladen sind, in der **Technischen Hochschule,** Arcisstr. 21.

$2^1/_2$ Uhr Abt. I, Wissenschaftliche Arbeiten (Obmann Prof. Dr. R. Plank-Danzig): Mitteilungen über Arbeiten auf dem Gebiet der Kältetechnik.

ca. $4^1/_2$ Uhr Abt. II (und I), Bau- und Lieferung (Obmann Ob.-Ing. Meckel-Berlin): Vortrag Altenkirch-Berlin: Grundlagen und Methoden für die Berechnung der Leistungstabellen für die Kompressionskältemaschinen.

ca. 6 Uhr Abt. III, Verwendung der Kälte (Obmann Direktor Lucas-Leipzig): Vortrag Prof. Ganzenmüller-Weihenstephan: Der Einfluß der Kältemaschine auf die Energiewirtschaft im Brauereibetrieb. Vortrag Dipl.-Ing. M. Hirsch, Frankfurt a. M.: Maschinell gekühlte Eisenbahnwagen.

Abends 8 Uhr: Begrüßungsabend mit Damen, veranstaltet vom Ortsausschuß München,
im Saal „Alt-München" des Bürgerbräu-Kellers,
Eingang Rosenheimerstr., Straßenbahnlinien 1 und 11, Haltestelle Rosenheimerberg,
Abendessen gegen Bezahlung. Bier, Weißwürste und Brötchen frei.

Dienstag, 18. Juli 1922:

Hauptversammlung in der Technischen Hochschule, Arcisstraße 21,

unter dem Ehrenvorsitz des Herrn Geheimrat Professor Dr. Carl von Linde.

9 Uhr Vorstandssitzung.

10 Uhr Beginn der Verhandlungen. Tagesordnung nachstehend.

Zwischen Teil I und II wird eine Mittagspause zur Einnahme eines Frühstücks eingelegt (entweder in der Hochschule oder nebenan im Café Modern).

Abends 8 Uhr: Gemeinsames Essen mit Damen im Konzertsaal des Bayerischen Hofes, Promenadeplatz. Preis für das trockene Gedeck etwa M. 100,—.

Veranstaltung des Ortsausschusses für die Damen am Dienstag, 18. Juli:

Vormittags 9 Uhr: Rundfahrt durch die Stadt.

Treffpunkt: Vor dem Hotel Bayerischer Hof, Promenadeplatz: Lenbachmuseum. Fahrt nach Nymphenburg mit kurzem Spaziergang im Park. Rückfahrt in die Stadt. Besichtigung des Residenzmuseums mit Imbiß daselbst.

Mittwoch, 19. Juli 1922: Ausflug auf den Wendelstein.

Abfahrt vom Hauptbahnhof München vermutlich 9 Uhr 10 Min.

Heutiger Fahrpreis München-Brannenburg und zurück Schnellzug 3. Klasse	M. 110,—
Bergbahn Brannenburg-Wendelstein-Brannenburg . . .	» 40,—
	M. 150,—.

Donnerstag, 20. Juli 1922: Besichtigungen mit Damen.

Vormittags 10 Uhr: Deutsches Museum, Maximilianstraße. Treffpunkt vor dem Museum. Straßenbahn 4 und 12.

Nachmittags 3 Uhr: Kühl- und Gefrieranlagen der Großmarkthalle. Treffpunkt vor dem Haupteingang. Straßenbahnlinie 10.

Abends 7 Uhr: Zwangloses Beisammensein im Ausstellungspark der Deutschen Gewerbeschau.

Für besondere Interessenten stehen die Laboratorien Knoblauch für technische Physik (Technische Hochschule) und Hencky (Forschungsheim für Wärmeschutz, Bayerstr. 3) zwecks Besichtigung zur Verfügung.

Tagesordnung der Hauptversammlung

am Dienstag, 18. Juli 1922, vormittags 10 Uhr, in der Technischen Hochschule.

I. Teil. Eröffnung. Begrüßung,

Vortrag Prof. Dr. Dr.-Ing. Oscar Knoblauch-München: Neuere Methoden und Forschungsergebnisse der Bestimmung des Wärmedurchgangs.

Vortrag Prof. Dr. Plank-Danzig: Über Drehkolbenmaschinen.

Mittagspause. Frühstück in der Hochschule oder nebenan im Café Modern.

II. Teil. Ansprache Prof. Aloys Schwarz, Mährisch-Ostrau: 50 Jahre Kälte-Industrie.

Geschäftliches.

Punkt 1. Jahresbericht, Rechnungsabschluß, Kassenprüfung. Entlastung des Vorstandes.

» 2. Haushaltplan. Außerordentliche Ausgaben. Festsetzung des Jahresbeitrages und des den Bezirksvereinen zu überweisenden Betrages.

» 3. Anträge des Vorstandes auf Änderung der Satzungen §§ 5, 6 und 20 (siehe unten).

Punkt 4. Neuwahl von Vorstandsmitgliedern für die ausscheidenden Herren Hirsch, Kaufmann, Kögler.

Punkt 5. Wahl zweier Rechnungsprüfer.

» 6. Wahl der Obmänner der Arbeitsabteilungen I (bisher Herr Prof. Plank-Danzig) und III (bisher Herr Direktor Lucas-Leipzig).

» 7. Berichte der Arbeitsabteilungen.

» 8. Ort der nächsten Hauptversammlung.

Anträge des Vorstandes zu Punkt 3.

§ 5 der Satzungen lautet jetzt: Stiftende Mitglieder. Durch Schenkung eines Kapitals von mindestens fünfhundert Mark an den Verein können Anstalten, Firmen und Personen unter Befreiung von weiteren Beiträgen stiftende Mitglieder werden, deren Namen dauernd im Mitgliederverzeichnis zu führen sind. Dieselben genießen die gleichen Rechte wie Ehrenmitglieder. Firmen haben nur eine Stimme.

Es wird beantragt, für »fünfhundert Mark« zu setzen »zweitausend Mark«.

§ 6. Außerordentliche Mitglieder, Abs 2. lautet jetzt: Außerordentliche Mitglieder haben einen jährlichen Beitrag von mindestens M. 50,— zu entrichten . . . .

Es wird beantragt, hierfür zu setzen: Außerordentliche Mitglieder haben jährlich mindestens das Dreifache des Beitrages der ordentlichen Mitglieder (§ 10. b.) zu entrichten.

§ 20 Punkt 1. l. lautet jetzt: (Der Vorstand ist berechtigt), das Ausgaberecht bis zu M. 500,— für im Haushaltplan nicht vorgesehene Zwecke auszuüben. Es wird beantragt, diese Grenze auf M. 3000,— zu erhöhen.

Anmeldung der Teilnahme.

Die den Einladungen beigelegte Postkarte wolle man gefl. baldigst ausfüllen und, mit deutlicher Unterschrift versehen, zurückschicken.

Recht frühzeitige Bestellung der Zimmer ist unbedingt erforderlich, da in München um jene Zeit ein starker Fremdenstrom erwartet wird. Ankunft am 15. Juli wesentlich günstiger als am 16. oder gar am 17. Juli. Preise für Juli können zur Zeit noch nicht angegeben werden.

Empfehlenswerte Hotels: Bayerischer Hof, Kaiserhof, Leinfelder, Grünwald, Excelsior, Roter Hahn, Deutscher Kaiser, Union, Rheinischer Hof, Wolf, Wagner, Europäischer Hof, Herzog Heinrich, Schottenhamel.

Auskunftsstelle: Hotel Bayerischer Hof.

Der Ortsausschuß: **Dr. M. Schröter.** Der Vorstand: **Dr. H. Lorenz.**

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Ein Beitrag zur Theorie der Luftverflüssigung nach Linde und Claude.

Von Dipl.-Ing. Artur Seligmann. (Fortsetzung.)

b) Die Maschine mit doppeltem Kreislaufe.

α) Kurze grundsätzliche Beschreibung.

Der eigentliche Verflüssigungskreislauf geht wie bei der Maschine mit einfachem Kreislaufe vor sich, nur liegen die Drucke $p_1 = p_4 = p_5 = p_6$ und $p_2 = p_3$ jetzt höher und demgemäß auch die Temperatur $T_4 = T_5 = T_6$; die Flüssigkeit wird in einem zweiten Drosselventil D_2 weiter bis auf den gewünschten Enddruck (in unserem Falle 1 at) gedrosselt; dabei wird sie kälter und verdampft teilweise. Nach dem zweiten Drosseln

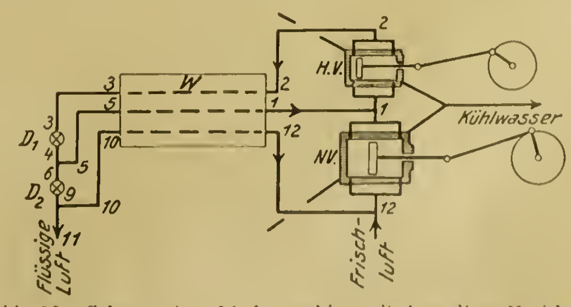


Abb. 53. Schema einer Lindemaschine mit doppeltem Kreislauf.

befindet sich die Luft also im Zustande 9 ($p_9 = 1$ at, $T_9 \approx 80^0$, $x > 0$); sie wird dann abermals geschieden

in reine Flüssigkeit, Zustand 11 ($p_{11} = p_{12}$, $T_{11} = T_9$, $x_{11} = 0$), die als Endprodukt entnommen wird, und in Dampf vom Zustande 10 ($p_{10} = p_{12}$, $T_{10} = T_9$, $x_{10} \approx 1$). Dieser letztere wird im Gegenströmer auf Zustand 12 erwärmt (p_{12}, $T_{12} = T_1$). Dann wird diese Luft dem Niederverdichter zugeführt unter Zusatz einer Menge Frischluft, deren Menge ebenso groß ist als die der entnommenen Flüssigkeit 11. Im Niederverdichter wird die Luft isotherm unter Abgabe der Wärme Q_n an das Kühlwasser verdichtet auf Zustand 1 (p_1, $T_1 = T_{12}$) und tritt nun mit der Hochdruckluft zusammen in den Hochverdichter. Die Menge der vom Niederverdichter zu fördernden Luft ist natürlich gleich der Menge der durch das zweite Drosselventil gegangenen Flüssigkeit 6. Voraussetzungsgemäß sei wieder $T_{12} = T_1 = T_2 = 290^0$.

β) Verfolgung des Verfahrens an Hand der Schaubilder.

In das maßstäbliche $i \log p$-Bild, Abb. 54, ist ausgezogen ein Lindeprozeß mit doppeltem Kreislaufe eingezeichnet.

Wir bezeichnen das Verhältnis der vom Niederverdichter zu der vom Hochverdichter geförderten Luft (dem Gewichte nach gerechnet) als das Förderverhältnis m; d. h. also auch, auf jedes durch den Hochverdichter geförderte kg Luft gehen m kg durch das Drosselventil *2* hindurch. Der Feuchtigkeitsgehalt nach dem zweiten Drosseln sei y_n, dann erhält man für jedes vom Hochverdichter geförderte kg Luft

$$y = m \cdot y_n \quad \ldots \ldots \quad (19)$$

kg flüssiges Endprodukt.

Nach analogen Erwägungen, wie beim einfachen Kreislaufe, ist die zur Verfügung stehende Kälteleistung

$$q_0 = q_{0h} + m \cdot q_{0n} = m \cdot y_n \cdot q^* \quad \ldots \quad (20)$$

oder

$$m = \frac{q_{0h}}{y_n \cdot q^* - q_{0n}} \quad \ldots \quad (20\,a)$$

Im Hochkreislaufe entsteht beim ersten Drosseln ein Gemisch von y_h kg Flüssigkeit und $(1 - y_h)$ kg Dampf. Es sei nun zunächst vorausgesetzt, daß genau die gebildeten y_h kg Flüssigkeit durch Drosselventil *2* nach dem Niederdruckteile abgelassen werden, also

$$m = y_h,$$

dann gilt natürlich

$$y_h = \frac{q_{0h}}{y_n \cdot q^* - q_{0n}}, \quad \ldots \quad (20\,b)$$

wobei alle Größen der rechten Gleichungsseite aus dem Schaubild unmittelbar entnommen werden können, sobald die Drucke gewählt sind.

Zur Kontrolle betrachten wir den Prozeß, ähnlich wie wir es beim einfachen Kreislaufe taten, einmal vom Standpunkte des Wärmeaustausches. Wir denken uns zu diesem Zwecke den Prozeß in zwei getrennte Prozesse folgendermaßen zerlegt: Die im Hochdruckteile gebildeten y_h kg Flüssigkeit werden in einem besonderen Wärmeaustauscher wieder verdampft, auf Umgebungstemperatur erwärmt und wieder vom Hochverdichter angesaugt, so daß also der Hochkreislauf vollkommen geschlossen ist. Der Niederverdichter drückt gleichzeitig ebenfalls y_h kg Luft in umgekehrter Richtung durch diesen besonderen Austauscher, sie können dabei gerade vollkommen verflüssigt werden; werden sie nun auf Atmosphärendruck gedrosselt und $y_h \cdot y_n$ kg Flüssigkeit abgezapft, so hat sich am Prozesse nichts geändert, als daß die Strecke $\overline{61}$ von y_h kg zweimal in umgekehrter Richtung durchlaufen ist. Man hat nun noch die ganze Kälte übrig, die in dem kalten, trocken gesättigten Niederdruckdampfe steckt, man wird sie selbstverständlich für den Hauptwärmeaustauscher nutzbar machen; sie muß offenbar sein $y_h \cdot (1 - y_n) \cdot (q_{0n} + b_n)$. Die im Hauptwärmeaustauscher ausgetauschte Wärme ist nun einerseits

$$q_{\mathfrak{W}} = i_2 - i_3 = b_h + y_h \cdot r_h \quad \ldots \quad (21\,a)$$

anderseits nach obigem

$$q_{\mathfrak{W}} = (1 - y_h) \cdot (b_h + q_{0h}) + y_h \cdot (1 - y_n) \cdot (q_{0n} + b_n) \quad (21\,b)$$

Hieraus

$$y_h = \frac{q_{0h}}{q_{0h} + b_h + r_h - (1 - y_n) \cdot (q_{0n} + b_n)} \quad (21\,c)$$

Da nach Figur die Strecken

$$\overline{16} = \overline{11\,12} - \overline{12\,13} - \overline{9\,11} \quad \ldots \quad (21\,d)$$

oder

$$q_{0h} + b_h + r_h = q^* - q_{0n} - (1 - y_n) \cdot r_n \quad . \quad (21\,e)$$

so ist Ausdruck (21c) identisch mit dem oben abgeleiteten Ausdruck

$$y_h = \frac{q_{0h}}{y_n \cdot q^* - q_{0n}}, \quad \ldots \quad (20\,b)$$

wie es sein muß.

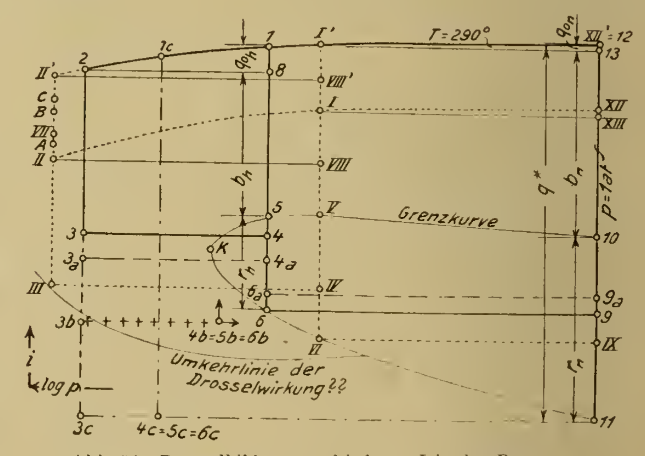


Abb. 54. Drosselbilder verschiedener Linde-Prozesse.

Von der oben gemachten Voraussetzung, daß stets reine Flüssigkeit vom Zustande an der linken Grenzkurve in den Niederkreis herabgedrosselt werde, kann man sich jedoch durchaus frei machen. Es könnte z. B. auch sehr feuchter Dampf durch das Drosselventil gelangen, etwa vom Zustande 6a, und sich der auf Abb. 54 gestrichelt gezeichnete Prozeß einstellen. Es würde hierbei m größer, y_n kleiner werden. Es ist von vornherein nicht ohne weiteres klar, wie sich dabei der Zustand 3 vor dem ersten Drosselventil verhalten würde; einerseits wird die längs $\overline{51}$ strömende Menge, also auch die von ihr aufgenommene Wärmemenge kleiner, dagegen wird desto mehr Niederdruckdampf

durch die äußere Spirale strömen; beide Einflüsse arbeiten gegeneinander. Im äußersten Falle könnte m so groß werden, daß überhaupt nichts mehr durch die mittlere Spirale längs $\overline{5\,7}$ strömt; dann arbeitet die Maschine nur noch mit einfachem Kreislaufe zwischen den beiden äußeren Drucken, die Punkte *4* und *6* fallen zusammen und liegen mit *3* und *9* auf einer Geraden; daraus ersieht man, daß, wie gezeichnet, die Punkte *3* und *4* nach unten rücken, wenn man Dampf durch das zweite Drosselventil passieren läßt.

Es wird nun die für 1 kg flüssiger Luft aufzuwendende Arbeit

$$\frac{\mathfrak{A}}{J} = \frac{\mathfrak{A}_h}{J \cdot m \cdot y_n} + \frac{\mathfrak{A}_n}{J \cdot y_n} \quad \ldots \ldots \quad (22\text{a})$$

$$= \frac{q_h - q_{0h} + m \cdot (q_n - q_{0n})}{m \cdot y_n} \quad \ldots \quad (22\text{b})$$

Setzt man für m den Ausdruck (20) ein, so erhält man

$$\frac{\mathfrak{A}}{J} = \frac{q_n + \frac{q_h}{q_{0h}} \cdot q^*}{y_n} - q^* - \frac{q_h}{q_{0h}} \cdot q_{0n} \quad . \quad (22\text{c})$$

Sind die Drücke gewählt, so liegen alle Größen fest außer y_n, es ergibt sich also, daß die für 1 kg flüssige Luft aufzuwendende Arbeit dann am kleinsten ist, wenn y_n am größten. Der denkbar größte Wert, den es annehmen kann, ist natürlich 1. D. h. man müßte durch eine aufs äußerste gesteigerte Wiederverdampfung im Hochkreise die Temperatur vor dem ersten Drosselventil derartig herabsetzen, daß die gebildete Flüssigkeit so bedeutend unterkühlt wird, daß bei Drosselung auf 1 at keine Verdampfung mehr eintritt.

Es leuchtet ein, daß es nach dieser Verallgemeinerung durchaus nicht erforderlich ist, daß der Mitteldruck unter dem kritischen liege. Es wäre z. B. der auf Abb. 54 durch die Kreuze angedeutete Fall denkbar, bei dem sich die Luft schon vor dem Drosselventil in einem Zustande befindet, den man nach der üblichen Terminologie als flüssig bezeichnen muß.

Für $y_n = 1$ geht Ausdruck (20a) über in

$$m = \frac{q_{0h}}{q^* - q_{0n}} = \frac{\text{Strecke } \overline{1b\,8b}}{\text{Strecke } \overline{4b\,8b}} \quad . \quad . \quad (20\text{c})$$

Ein solcher Prozeß ist in das Schaubild strichpunktiert eingetragen; durch die äußere Spirale strömt jetzt natürlich gar nichts mehr, die Maschine arbeitet wie mit einfachem Kreislaufe zwischen Ober- und Mitteldruck, dem als Endprodukt unterkühlte Flüssigkeit vom Mitteldrucke entnommen wird; der Niederverdichter hat nur gerade so viel zu fördern als verflüssigt wird; was mit der unterkühlten Flüssigkeit geschieht, ob sie auf 1 at herabgedrosselt wird oder was sonst, ist für die Maschine gleichgültig.

Es sei noch ausdrücklich hervorgehoben, daß die Folgerung, man müsse danach trachten, y_n möglichst groß zu machen, unabhängig von jeder Zustandsgleichung gilt, und zwar so lange, als q_{0h} positiv ist, also Punkt *2* diesseits der integralen Inversionskurve liegt, das ist aber für Luft in den technisch in Frage kommenden Fällen immer zutreffend.

Ob die Verwirklichung starker Unterkühlung der der Mitteldruckflüssigkeit praktisch möglich ist, müßten Versuche entscheiden; es ist dem Verfasser unbekannt, ob etwa dahin zielende Bemühungen schon gemacht worden sind und mit welchem Erfolge. Der Verwirklichung des Falles $y_n = 1$ stellt sich praktisch für Luft die Lage der Inversionskurve entgegen; der strichpunktierte Prozeß ist um deswillen unmöglich, weil beim ersten Drosseln Erwärmung auftreten müßte, ein derartiger Zustand kann also nie erreicht werden. Wie weit man herunterkommen kann, hängt vom genauen Verlaufe der Inversionskurve ab, für deren Einzeichnung in das Gebiet der unterkühlten Flüssigkeit reichen jedoch unsere Unterlagen nicht aus; die von Noell auf Grund der Drosselversuche extrapolierte Kurve würde noch weiter extrapoliert für unser Vorhaben günstiger laufen als die aus unserer Zustandsgleichung folgende. Es wäre aber sinnlos, auf Grund derartig unsicherer (ja sogar sicher falscher) Unterlagen in dieser Hinsicht weitere Schlüsse ziehen zu wollen.

Betrachtet man jedoch y_n als gegeben, so läßt sich Gleichung (22c) auch schreiben

$$\frac{\mathfrak{A}}{J} = \frac{q_n - y_n \cdot q^* + \frac{q_h}{q_{0h}} \cdot (q^* - y_n \cdot q_{0n})}{y_n} \quad (22\text{d})$$

Hierin liegt q^* ein für allemal fest. Trachtet man danach $\frac{q_h}{q_{0h}}$ möglichst klein zu machen, so muß man im technisch in Frage kommenden Gebiete zu hohen Drücken übergehen; dabei wird zwar auch q_{0n} größer, anderseits wächst aber auch q_n; es muß jedenfalls ein Optimum geben; analytisch läßt sich dieses aber nicht ermitteln.

Es sei nochmals zusammengefaßt:

Für gegebene Drücke ist bei der Lindemaschine mit doppeltem Kreislaufe noch innerhalb gewisser Grenzen das Förderverhältnis m frei wählbar. Maßgebend ist die Beziehung

$$m = \frac{q_{0h}}{y_n \cdot q^* - q_{0n}} \quad . \quad . \quad . \quad (20\text{a})$$

Wird hierin $m = 1$, so geht der Betrieb über in den Spezialfall des einfachen Kreislaufes zwischen Ober- und Niederdruck, nur daß die Verdichtung in zwei Stufen erfolgt; die Lage des Mitteldruckes ist dann natürlich ganz unerheblich. Gleichung (20a) geht dann über in Gleichung (14d).

Wird dagegen $m = y_h$, so liegt der Fall vor, daß reine Flüssigkeit vom Zustande an der Grenzkurve in den Niederkreis abgedrosselt wird, ob und in welchem Grade dabei im Hochkreise eine Wiederverdampfung stattfindet, ist unerheblich, da hierdurch die letztlich verbleibende Menge y_n nicht geändert wird.

Endlich ist noch der Spezialfall $y_n = 1$, also

$$m = \frac{q_{0h}}{q^* - q_{0n}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20\text{c})$$

Zahlentafel I. Über Linde-

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Betriebsweise u. lfd. Nr.		Oberdruck	Mitteldruck	Für 1 kg durch den Hoch- Verdichter geförderte Luft: Kühlwasserwärme	Kälteleistung	Verdichterarbeit	Saugvolum.	Für 1 kg durch den Nieder- Verdichter geförderte Luft: Kühlwasserwärme	Kälteleistung	Verdichterarbeit	Saugvolum.	Förderverhältnis	Flüssigkeitsgehalt nach Drosseln im Niederkreis	Ausgetauschte Wärme für 1 kg durch den Hoch- Verdichter geförderte Luft	Ausgetauschte Wärme für 1 kg durch den Nieder- Verdichter geförderte Luft	Für 1 kg verflüss. Luft Verdichterarbeit: Hoch- Verdichter	Nieder- Verdichter	Summ
—		p_2	p_1	q_h	q_{0h}	$\frac{a_h}{J}$	v_h	q_n	q_{0n}	$\frac{a_n}{J}$	v_n	m	y_n	$q_{\mathfrak{W}h}$	$q_{\mathfrak{W}n}$	$\frac{a_h}{J}$	$\frac{a_n}{J}$	$\frac{a}{J}$
Gewählt				$T(s_1-s_2)$	$i_1 - i_2$	$q_h - q_{0h}$	Aus Zustandsbild	$T(s_{12}-s_{11})$	$i_{12} - i_{11}$	$q_n - q_{0n}$	Aus Zustandsbild	Gewählt bzw. Gleichung (20 b)		Gl. (24 a)	Gl. (24 b)	$\frac{a_h}{J \cdot m \cdot y_n}$	$\frac{a_n}{J \cdot y_n}$	$\frac{a_h + \ldots}{J}$
—		kg/cm²		kcal/kg			m³/kg	kcal/kg			m³/kg	Gewichtsteile		kcal/kg		kcal/kg		
Einfacher Kreislauf	1.	10	(1)	45,8	0,5	45,3	0,841	—	—	—	—	1	0,005	49,8	—	—	—	9060
	2.	20	»	59,0	1,0	58,0	»	—	—	—	—	»	0,010	49,5	—	—	—	5800
	3.	40	»	73,6	2,0	71,6	»	—	—	—	—	»	0,020	49,0	—	—	—	3580
	4.	70	»	85,0	3,5	81,5	»	—	—	—	—	»	0,035	48,2	—	—	—	2330
	5.	100	»	94,2	5,0	89,2	»	—	—	—	—	»	0,050	47,5	—	—	—	1784
	6.	150	»	105,2	7,0	98,2	»	—	—	—	—	»	0,071	46,4	—	—	—	1385
	7.	200	»	112,6	8,5	104,1	»	—	—	—	—	»	0,086	45,7	—	—	—	1212
	8.	300	»	122,6	10,0	112,6	»	—	—	—	—	»	0,101	44,9	—	—	—	1115
	9.	400	»	130,0	11,0	119,0	»	—	—	—	—	»	0,111	44,4	—	—	—	1070
Ohne Unterkühlung – Unterkritischer Mitteldruck	10.	100	10	48,4	4,5	43,9	0,084	45,8	0,5	45,3	0,841	0,068	0,67	42,5	16,5	986	68	1054
	11.	»	20	35,5	4,0	31,5	0,041	59,0	1,0	58,0	»	0,086	0,48	41,1	26,0	765	121	886
	12.	»	40	20,6	3,0	17,6	0,021	73,6	2,0	71,6	»	0,144	0,22	42,0	39,0	555	326	881
	13.	150	10	59,4	6,5	52,9	0,084	45,8	0,5	45,3	»	0,083	0,67	41,8	16,5	950	68	1018
	14.	»	20	46,5	6,0	40,5	0,041	59,0	1,0	58,0	»	0,129	0,48	39,2	26,0	653	121	774
	15.	»	40	31,2	5,0	26,2	0,021	73,6	2,0	71,6	»	0,241	0,22	37,2	39,0	494	326	820
	16.	200	10	66,8	8,0	58,8	0,084	45,8	0,5	45,3	»	0,120	0,67	40,1	16,5	732	68	800
	17.	»	20	53,9	7,5	46,4	0,041	59,0	1,0	58,0	»	0,161	0,48	37,7	26,0	600	321	728
	18.	»	40	39,0	6,5	32,5	0,021	73,6	2,0	71,6	»	0,313	0,22	33,7	39,0	470	326	796
	19.	300	10	76,8	9,5	67,3	0,084	45,8	0,5	45,3	»	0,143	0,67	39,1	16,5	702	68	770
	20.	»	20	63,9	9,0	54,9	0,041	59,0	1,0	58,0	»	0,194	0,48	36,3	26,0	589	121	710
	21.	»	40	49,0	8,0	41,0	0,021	73,6	2,0	71,6	»	0,385	0,22	30,2	39,0	484	326	810
	22.	400	10	84,2	10,5	73,7	0,084	45,8	0,5	45,3	»	0,158	0,67	38,4	16,5	696	68	764
	23.	»	20	71,0	10,0	61,0	0,041	59,0	1,0	58,0	»	0,215	0,48	35,3	26,0	595	121	71
	24.	»	40	56,4	9,0	47,4	0,021	73,6	2,0	71,6	»	0,456	0,22	26,7	39,0	475	326	801
Ohne Unterkühlung – Überkritischer Mitteldruck	25.	100	70	9,2	1,5	7,7	0,012	85,0	3,5	81,5	0,841	0,092	0,2	52,7	40,0	418	407	82
	26.	150	70	20,2	3,5	16,7	0,012	85,0	3,5	81,5	»	0,215	»	45,5	»	389	407	79
	27.	»	100	11,0	2,0	9,0	0,0084	94,2	5,0	89,2	»	0,135	»	48,9	»	333	446	77
	28.	200	70	27,6	5,0	22,6	0,012	85,0	3,5	81,5	»	0,307	»	40,2	»	369	407	77
	29.	»	100	18,4	3,5	14,9	0,0084	94,2	5,0	89,2	»	0,236	»	43,2	»	316	446	76
	30.	»	150	7,4	1,5	5,9	0,0057	105,2	7,0	98,2	»	0,117	»	48,1	»	369	491	74
	31.	300	70	37,6	6,5	31,1	0,012	85,0	3,5	81,5	»	0,400	»	34,8	»	378	407	78
	32.	»	100	28,4	5,0	23,4	0,0084	94,2	5,0	89,2	»	0,337	»	37,4	»	347	446	79
	33.	»	150	17,4	3,0	14,4	0,0057	105,2	7,0	98,2	»	0,235	»	41,7	»	306	491	79
	34.	»	200	10,0	1,5	8,5	0,0044	112,6	8,5	104,1	»	0,133	»	46,0	»	319	520	83
	35.	»	250	5,0	0,7	4,3	0,0037	117,6	9,3	108,3	»	0,067	»	48,6	»	321	541	86
	36.	400	70	45,0	7,5	37,5	0,0012	85,8	3,5	81,5	»	0,460	»	31,3	»	408	407	81
	37.	»	100	35,8	6,0	29,8	0,0084	94,2	5,0	89,2	»	0,405	»	33,5	»	368	446	81
	38.	»	150	24,8	4,0	20,8	0,0057	105,2	7,0	98,2	»	0,313	»	38,0	»	332	491	82
	39.	»	200	17,4	2,5	14,9	0,0044	112,6	8,5	104,1	»	0,221	»	41,3	»	337	520	85
	40.	»	300	7,4	1,0	6,4	0,0031	122,6	10,0	112,6	»	0,102	»	46,0	»	314	563	87
Ohne Verdampfung im Niederkreis	41.	100	10	48,4	4,5	43,9	0,084	45,8	0,5	45,3	0,841	0,046	1	94,0	—	976	45	102
	42.	»	20	35,5	4,0	31,5	0,041	59,0	1,0	58,0	»	0,041	»	»	—	768	58	82
	43.	»	40	20,6	3,0	17,6	0,021	73,6	2,0	71,6	»	0,031	»	»	—	567	72	63
	44.	»	70	9,2	1,5	7,7	0,012	85,0	3,5	81,5	»	0,016	»	»	—	480	82	56
	45.	150	10	59,4	6,5	52,9	0,084	45,8	0,5	45,3	»	0,066	»	92,0	—	801	45	84
	46.	»	20	46,5	6,0	40,5	0,041	73,6	1,0	58,0	»	0,061	»	»	—	664	58	72
	47.	»	40	31,2	5,0	26,2	0,021	85,0	2,0	71,6	»	0,051	»	»	—	514	72	58
	48.	»	70	20,2	3,5	16,7	0,012	85,0	3,5	81,5	»	0,037	»	»	—	452	82	53
	49.	»	100	11,0	2,0	9,0	0,0084	94,2	5,0	89,2	»	0,031	»	»	—	428	89	51
Möglichst große Unterkühlung	50.	200	10	66,8	8,0	58,8	0,084	45,8	0,5	45,3	0,841	0,120	0,67	≈65,0	16,5	732	68	80
	51.	»	20	53,9	7,5	46,4	0,041	59,0	1,0	58,0	»	0,161	0,48	≈66,0	26,0	600	121	72
	52.	»	40	39,0	6,5	32,5	0,021	73,6	2,0	71,6	»	0,153	0,45	59,3	26,9	472	159	63
	53.	»	70	27,6	5,0	22,6	0,012	85,0	3,5	81.5	»	0,138	0,40	56,0	29,4	410	203	61
	54.	»	100	18,4	3,5	14,9	0,0084	94,2	5,0	89,2	«	0,100	0,35	55,0	31,9	426	255	68
	55.	»	150	7,4	1,5	5,9	0,0057	105,2	7,0	98,2	«	0,518	0,10	100	44,1	114	982	109

prozesse ohne Vorkühlung.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
Für 1 kg verflüssigte Luft																				
Kühlwasserwärme			Saugvolum			Wärmeaustausch												Leistungsziffer	Wirkungsgrad	Bemerkungen
						Hochkreislauf						Niederkreislauf								
och- Verdichter	Nieder- Verdichter	Summe	Hoch- Verdichter	Nieder- Verdichter	Summe	Wärmemenge	Temperatur vor Drosseln	Temperatur nach Drosseln	Differenz unten	Differenz Durchschnitt	Vergleichsgröße	Wärmemenge	Temperatur vor Drosseln	Temperatur nach Drosseln	Differenz unten	Differenz Durchschnitt	Vergleichsgröße			
q_h	q_n	q	v_h	v_n	v	q_{Wh}	T_3	T_4	Δ_{34}	Δ_h^*	φ_h	q_{Wn}	T_6	T_9	Δ_{69}	Δ_n^*	φ_n	ε	η	—
$q_h \cdot y_n$	$\frac{q_n}{y_n}$	q_h+q_n	$\frac{v_h}{m \cdot y_n}$	$\frac{v_n}{y_n}$	v_h+v_n	$\frac{q_{Wh}}{m \cdot y_n}$	Aus Drosselbild		T_3-T_4	Gl. (25)	$\frac{q_{Wh}}{\Delta_h^*}$	$\frac{q_{Wn}}{y_n}$	Aus Drosselbild		T_6-T_9	Gl. (25)	$\frac{q_{Wn}}{\Delta_n^*}$	$\frac{99 \cdot J}{a}$	$\frac{168 \cdot J}{a}$	—
kcal/kg			m³/kg			kcal/kg	°C				kcal/°Ckg	kcal/kg	°C				kcal/°Ckg	—	—	—
—	—	9160	—	—	168	9960	110	80	30	8,5	1175	—	—	—	—	—	—	0,0109	0,0185	
—	—	5900	—	—	84	4950	120	»	40	10,6	468	—	—	—	—	—	—	0,0171	0,0291	
—	—	3680	—	—	42	2450	132	»	52	12,9	190	—	—	—	—	—	—	0,0276	0,0470	
—	—	2430	—	—	24	1380	152	»	72	16,6	83	—	—	—	—	—	—	0,0424	0,0721	
—	—	1880		—	16,8	950	157	»	77	17,5	54	—	—	—	—	—	—	0,0553	0,0940	
—	—	1480	—	—	11,86	660	162	»	82	18,4	36	—	—	—	—	—	—	0,0714	0,121	
—	—	1310	—	—	9,77	532	167	»	87	19,2	28	—	—	—	—	—	—	0,0817	0,139	
—	—	1213	—	—	8,30	444	170	»	90	20,0	22	—	—	—	—	—	—	0,0888	0,151	
—	—	1170	—	—	7,57	400	167	»	87	19,2	21	—	—	—	—	—	—	0,0926	0,157	
062	68	1130	1,85	1,25	3,10	935	164	110	54	13,3	70	25	110	80	30	8,5	2,9	0,094	0,160	
362	123	985	1,00	1,75	2,75	998	165	120	45	11,5	87	54	120	»	40	10,5	5,1	0,112	0,190	
550	335	985	0,66	3,82	4,68	1320	158	132	26	7,7	171	177	132	»	52	12,9	13,7	0,113	0,192	
065	68	1133	1,51	1,25	2,76	753	171	110	61	14,6	52	25	110	»	30	8,5	2,9	0,084	0,143	
750	123	873	0,66	1,75	2,41	634	170	120	50	12,5	51	54	120	»	40	10,5	5,1	0,128	0,217	
587	335	922	0,40	3,82	4,22	700	164	132	32	9,0	78	177	132	»	52	12,9	13,7	0,121	0,205	
332	68	900	1,04	1,25	2,29	499	176	110	66	15,5	32	25	110	»	30	8,5	2,9	0,124	0,211	
598	123	821	0,53	1,75	2,28	488	173	120	53	13,1	37	54	120	»	40	10,5	5,1	0,136	0,231	$m = y_h$
565	335	900	0,30	3,82	4,12	489	170	132	38	10,2	48	177	132	»	52	12,9	13,7	0,124	0,211	
300	68	868	0,88	1,25	2,13	408	183	110	73	16,8	24	25	110	»	30	8,5	2,9	0,128	0,217	
585	123	808	0,44	1,75	2,19	390	179	120	59	14,4	27	54	120	»	40	10,5	5,1	0,139	0,236	
578	335	913	0,25	3,82	4,07	357	170	132	38	10,2	35	177	132	»	52	12,9	13,7	0,122	0,207	
794	68	862	0,79	1,25	2,04	406	183	110	73	16,8	24	25	110	»	30	8,5	2,9	0,129	0,219	
592	123	815	0,40	1,75	2,15	343	178	120	58	14,0	24	54	120	»	40	10,5	5,1	0,138	0,234	
552	335	887	0,21	3,82	4,03	267	163	132	31	8,7	31	167	132	»	52	12,9	13,7	0,124	0,211	
499	425	924	0,65	4,21	4,86	2860	146	142	4	2,16	(1325)	200	142	»	62	14,8	13,5	0,121	0,205	
469	425	894	0,28	»	4,49	1060	151	142	9	3,65	(290)	»	142	»	62	14,8	13,5	0,124	0,211	
408	471	879	0,31	»	4,52	1810	»	146	5	2,49	(727)	»	146	»	66	15,5	12,9	0,127	0,215	
450	425	875	0,20	»	4,41	654	154	142	12	4,43	(147)	»	142	»	62	14,8	13,5	0,127	0,215	
390	471	861	0,18	»	4,39	915	»	146	8	3,37	(271)	»	146	»	66	15,5	12,9	0,130	0,221	
316	526	842	0,24	»	4,45	2050	»	151	3	1,83	(1120)	»	151	»	71	16,4	12,2	0,133	0,226	
470	425	895	0,15	»	4,36	435	155	142	13	4,68	(93)	»	142	»	62	14,8	13,5	0,126	0,214	
421	471	892	0,12	»	4,33	516	»	146	9	3,65	(145)	»	146	»	66	15,5	12,9	0,125	0,212	
370	526	896	0,12	»	4,33	886	»	151	4	2,16	(410)	»	151	»	71	16,4	12,2	0,124	0,211	
376	563	939	0,17	»	4,38	1730	»	154	1	1,0	(1730)	»	154	»	74	16,9	11,8	0,118	0,200	
382	588	970	0,28	»	4,49	3630	»	156	—1	×	×	»	×	×	×	×	×	×	×	Unmögl., da Drosselwirkung negativ.
490	425	915	0,13	»	4,34	340	154	142	12	4,43	(77)	»	142	»	62	14,8	13,5	0,121	0,205	
442	471	913	0,10	»	4,31	414	»	146	8	3,37	(123)	»	146	»	66	15,5	12,9	0,121	0,205	
396	526	922	0,09	»	4,30	447	»	151	3	1,84	(243)	»	151	»	71	16,4	12,2	0,120	0,204	
394	563	957	0,10	»	4,31	936	»	154	0	0	∞	»	×	×	×	×	×	×	×	ditto.
362	613	975	0,15	»	4,36	2250	»	155	—1	×	×	»	×	×	×	×	×	×	×	ditto.
052	46	1098	1,83	0,84	2,67	2040	·	·	·	·	·	—	·	80	·	×	—	0,097	0,165	
865	59	924	1,00	»	1,84	2290	·	·	·	·	·	—	·	»	·	×	—	0,120	0,204	
665	74	739	0,68	»	1,52	3030	·	·	·	·	·	—	·	»	·	×	—	0,155	0,263	
575	85	660	0,75	»	1,59	5860	·	·	·	·	·	—	·	»	·	×	—	0,176	0,300	
899	46	945	1,27	»	2,11	1390	·	·	·	·	·	—	·	»	·	×	—	0,117	0,199	Durchführbarkeit fraglich.
763	59	822	0,67	»	1,51	1510	·	·	·	·	·	—	·	»	·	×	—	0,137	0,233	
612	74	686	0,41	»	1,25	1810	·	·	·	·	·	—	·	»	·	×	—	0,169	0,287	
546	85	631	0,33	»	1,17	2490	·	·	·	·	·	—	·	«	·	×	—	0,185	0,314	
524	94	618	0,40	»	1,24	4380	·	·	·	·	·	—	·	»	·	×	—	0,192	0,326	
332	68	900	1,04	1,25	2,29	≈ 800	114	110	≈ 4	≈ 2,16	(≈370)	25	110	»	30	8,5	≈ 2,9	0,124	0,211	Gleichbedeutend mit 16 bzw. 17 in bezug auf ε, η, $\frac{a}{J}$.
598	123	821	0,53	1,75	2,28	≈ 850	124	120	»	»	(≈405)	54	120	»	30	10,5	≈ 5,1	0,136	0,231	
567	164	731	0,31	1,87	2,18	860	≈ 126	≈ 122	»	»	(≈398)	60	≈ 122	»	≈ 42	≈ 11	≈ 5,5	0,157	0,267	
500	213	713	0,22	2,10	2,32	1010	≈ 132	≈ 128	»	»	(≈468)	74	≈ 128	»	≈ 48	≈ 12	≈ 6,2	0,161	0,275	
525	269	794	0,24	2,40	2,64	1570	≈ 140	≈ 136	»	»	(≈734)	91	≈ 136	»	≈ 56	≈ 14	≈ 6,5	0,145	0,247	
143	1052	1195	0,10	8,41	8,51	1930	≈ 164	≈ 160	»	»	(≈890)	441	≈ 160	»	≈ 80	≈ 18	≈24,5	0,090	0,154	

Er ergibt mit

$$\frac{\mathfrak{a}_{\min}}{J} = q_n - q^* + \frac{q_h}{q_{0h}} \cdot (q^* - q_{0n}) \quad . \quad (22\text{d})$$

das Minimum der bei einem Lindeprozeß zwischen den drei bestimmten Drücken für 1 kg Flüssigkeit aufzuwendenden Arbeit; er setzt allerdings schon vor dem Hochdruckdrosselventil Flüssigkeit, dahinter bedeutende Unterkühlung voraus, würde aber, genau durchgeführt, die äußere Rohrspirale überflüssig machen. Für Luft ist er allerdings durch die Lage der Inversionskurve ausgeschlossen, falls das Endprodukt unter Atmosphärendruck erhalten werden soll.

Auf der beigegebenen Zahlentafel I sind die hauptsächlich in Betracht kommenden Größen für verschiedene Mittel- und Oberdrucke zusammengestellt. Als Niederdruck ist natürlich immer 1 at angenommen, als Umgebungstemperatur 290°. Aus dem $i \log p$-Bilde ergibt sich

$$q^* = 99 \text{ kcal/kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

Es ist zunächst der Fall des einfachen Kreislaufes ($m = 1$) behandelt. Die entsprechenden Zahlen sind, um Platz zu sparen, in die Rubriken für den Hochkreislauf geschrieben.

Sodann sind die Werte berechnet für die Oberdrucke 100, 150, 200, 300 und 400 kg/cm² und je die Mitteldrucke 10, 20 und 40 kg/cm²; dabei ist angenommen, daß reine Flüssigkeit durch das zweite Drosselventil überströmt ($m = y_h$).

Ferner sind für dieselben Oberdrucke noch überkritische Mitteldrucke, nämlich 70, 100, 150, 200, 250 und 300 kg/cm² behandelt, dabei wurde als konstant $y_n = 0{,}2$ angenommen. Es zeigt sich, daß dies zwischen ganz hohen Drucken schon nicht mehr durchführbar ist.

Um den Einfluß der Wahl von y_n zu zeigen, wurde es noch für eine Gruppe von Drucken zu 1 angenommen. Dieser Fall ist, wie oben erwähnt, praktisch wegen der Lage der Inversionskurve zwar nicht durchführbar, es sollte nur gezeigt werden, daß es der ungünstige Einfluß des starken Wiederverdampfens beim zweiten Drosseln ist, welcher das Arbeiten mit sehr hohen Mitteldrucken ungünstig gestaltet, trotzdem dieses für den Hochkreislauf allein betrachtet als das günstigste erscheinen müßte. Es sollte auch dargetan werden, welches die äußerste Grenze wäre, die man theoretisch erreichen könnte, wenn die nur sehr unsicher bestimmte Inversionskurve in Wirklichkeit erheblich günstiger läge.

Wenn wir uns jedoch mangels eines Besseren an unsere Schaubilder halten und wenn wir als alleräußerste Temperaturdifferenz, die wegen des Wärmeaustausches beim ersten Drosseln noch erhalten werden muß,

$$\Delta_{34} = 4^0$$

annehmen, so können wir aus dem $i \log p$-Bilde die tiefste Lage herausfinden, welche die Punkte 3 und 4 für gegebene Drucke annehmen können. Auf Abb. 54 ist sie z. B. für 200 und 40 kg/cm² durch die Kreuzchen angedeutet. Durch Probieren wurde so für den Oberdruck von 200 kg/cm² und verschiedene Mitteldrucke die günstigste, nach unseren Unterlagen praktisch noch mögliche Betriebsweise ermittelt und als letztes auf der Zahlentafel verzeichnet.

Die Größe, auf die es hauptsächlich ankommt, ist die aufzuwendende Verdichterarbeit, Spalte 18 der Zahlentafel.

Für doppelten Kreislauf ist sie, wie schon lange bekannt, ganz erheblich geringer als für einfachen.

Bei einem Oberdruck von 200 kg/cm² stellt sich ein Mitteldruck von 20 kg/cm² nach unserer Zahlentafel, Reihe 17, am günstigsten; bei einer Steigerung des Mitteldruckes auf 40 kg/cm² würde zwar die vom Hochverdichter zu leistende Arbeit erheblich geringer werden, aber die schon oben erwähnte starke Verdampfung beim zweiten Drosseln hat einen noch stärkeren Einfluß im ungünstigen Sinne. Tatsächlich arbeiten ja auch ausgeführte Lindemaschinen mit 200 und 25 kg/cm²; ob auf Grund ähnlicher Überlegungen oder reiner Erfahrung ist dem Verfasser unbekannt.

Eine Steigerung des Oberdruckes über 200 kg/cm² hinaus auf etwa 300 kg/cm² könnte theoretisch noch eine geringe Verbesserung bringen (Reihe 20), jedoch ist diese vermutlich nicht groß genug, um die praktischen Nachteile des höheren Druckes aufzuwiegen. Noch weitere Steigerung auf 400 kg/cm² bringt sogar wieder Verschlechterung; man nähert sich der Inversionskurve zu sehr, die i-Linien im Wärmebilde bzw. die Isothermen im Drosselbilde werden wieder flacher, während die Verdichterarbeit eher noch zunimmt; es sind die Tatsachen, die Claude den »steigenden Einfluß des Covolumens« nennt (1, S. 150).

Etwa indem man in der von Bradley als innere Vorkühlung bezeichneten Weise (siehe S. 83) vorginge, und durch genaue Einstellung des zweiten Drosselventiles dafür sorgte, daß das Förderverhältnis genau den errechneten Wert annähme, könnte man durch Unterkühlung der Mitteldruckflüssigkeit noch eine erhebliche Verbesserung erzielen, wie die Reihen 52 und 53 zeigen. Für einen Mitteldruck von 20 kg/cm² ist dieses Verfahren nicht möglich, denn es ist ja dazu erforderlich, die sämtliche Hochdruckluft zu verflüssigen und zu unterkühlen; Punkt *4* muß unterhalb der linken Grenzkurve liegen, das ist für 20 kg/cm² nicht durchführbar. Innerhalb des Sättigungsgebietes ist eine Tieferlegung des Punktes *4* gänzlich zwecklos, da hierdurch der Zustand 6 nicht beeinflußt werden kann, und nur auf diesen kommt es an. Dagegen müßte bei einem Mitteldrucke von 40 kg/cm² eine kräftige Unterkühlung noch möglich sein (Punkt *4b* der Abb. 54), es würde sich dadurch dieser Mitteldruck erheblich günstiger stellen als der von 20 kg/cm², im Gegensatze zu der Arbeitsweise ohne Unterkühlung (Reihen 17, 18,

51, 52); noch etwas günstiger wäre ein Mitteldruck von 70 kg/cm² (Reihe 53).

Ob die Voraussetzungen, auf denen die Rechnung beruht, genau genug erfüllt sind, könnten nur Versuche entscheiden.

In der Zahlentafel sind dann noch einige andere Größen zusammengestellt, die in der Praxis eine Rolle spielen, z. B. die an das Kühlwasser abzuführende Wärme, das Hubvolumen der Verdichter.

Die an die Mitteldruckluft im Austauscher von der Hochdruckluft abzugebende Wärme berechnet sich zu

$$q_{\mathfrak{W}h} \doteq (1 - m) \cdot (b_h + q_{0h}), \quad . \quad . \quad (24\,\mathrm{a})$$

die von der Niederdruckluft aufzunehmende Wärme zu

$$q_{\mathfrak{W}n} = (1 - y_n) \cdot (b_n + q_{0n}) \quad . \quad . \quad (24\,\mathrm{b})$$

immer für 1 kg durch den Verdichter geförderte Luft. Die Werte für 1 kg verflüssigte Luft finden sich für den Hochkreislauf durch Division mit $m \cdot y_n$, für den Niederkreislauf durch Division mit y_n.

Für die Berechnung der Wärmeaustauschflächen spielt außer der zu übertragenden Wärmemenge die durchschnittliche Temperaturdifferenz eine Rolle. Nun kann man aus dem Schaubilde den Temperaturabfall beim Drosseln Δ leicht entnehmen. Die sonst in dieser Arbeit gemachte Annahme eines vollkommenen Wärmeaustausches führt natürlich zu unendlich großen Flächen. Um einen brauchbaren Vergleich zu erhalten, sei die Temperaturdifferenz am warmen Ende des Gegenströmers mit 1° angenommen, dann ist nach Hütte, I, 380, die durchschnittliche Temperaturdifferenz

$$\Delta^* = \frac{\Delta + 1}{\ln \Delta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

Diese Größe ist in den Spalten 29 und 35 berechnet.

Ermittelt man endlich die Größe

$$\varphi = \frac{q_{\mathfrak{W}}}{\Delta^*}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

so hat man ein vergleichendes Maß für die Größe der benötigten Austauschflächen.

Allerdings ist zu bedenken, daß bei der Arbeitsweise mit starker Unterkühlung ein großer Teil des Wärmeaustausches zwischen verdampfenden bzw. kondensierenden Flüssigkeiten stattfindet, wobei die Wärmeübergangszahl bekanntlich von ganz anderer Größenordnung ist als für überhitzte Dämpfe; deshalb sind die Angaben der Spalten 29 und 35 nur als ganz ungefähre und mit großer Vorsicht aufzufassen.

Wird die Anordnung wie üblich getroffen, daß die Niederdruckluft in der äußersten, die Hochdruckluft in der innersten Spirale fließt, so muß die innere Fläche natürlich so bemessen sein, daß durch sie die Wärmemenge

$$q_{\mathfrak{W}} = q_{\mathfrak{W}h} + q_{\mathfrak{W}n} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

übertragen wird; $q_{\mathfrak{W}n}$ ist allerdings klein gegen $q_{\mathfrak{W}h}$.

Die Leistungsziffer des ganzen Prozesses berechnet sich nach Gleichung (11) und (23) zu

$$\varepsilon = \frac{J \cdot q^*}{\mathfrak{a}} = \frac{427 \cdot 99}{\mathfrak{a}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11\,\mathrm{a})$$

Im großen und ganzen zeigt sich bei Betrachtung der Zahlentafel, daß auch die übrigen in Betracht kommenden Größen für dieselben Betriebsweisen am günstigsten werden, für die die Verdichterarbeit klein wird.

γ) Die Vorkühlung.

Claude hat mit Recht die Einführung der Vorkühlung die genialste Verbesserung des Lindeverfahrens genannt (2). Wie schon oben erwähnt und bestätigt, hebt er hervor, daß maßgebend für die Wirksamkeit des Verfahrens das Verhalten der Luft beim Eintritt in den Wärmeaustauscher sei. Wir hatten denselben Gedanken in der Form ausgedrückt, daß es nach dem ersten Hauptsatze lediglich auf den Unterschied zwischen Verdichterarbeit und Kühlwasserwärme ankomme, also auf Größen, die nur vom Verhalten bei Umgebungstemperatur abhängen (wenigstens war dies beim einfachen Kreislaufe der Fall). Wir könnten den Sachverhalt auch folgendermaßen ausdrücken: Die Luft tritt auf der Hochdruckseite mit derselben Temperatur in den Gegenströmer ein, als sie auf der Niederdruckseite herauskommt; bei dem hohen Drucke ist aber ihr Wärmeinhalt geringer, daraus folgt nach dem ersten Hauptsatze, daß die Luft auf ihrem Wege entweder von außen Energie aufgenommen hat (das sollte aber ausgeschlossen sein), oder aber daß eben nicht die gesamte Menge mit dem höheren Wärmeinhalte behaftet wieder herauskommt, sondern nur ein Teil, nämlich $(1 - y)$, der andere Teil ist eben verflüssigt und hat einen erheblich kleineren Wärmeinhalt. Unsere Grundgleichung für den einfachen Kreislauf (15 b) läßt sich ja mit den Bezeichnungen der Abb. 46 ohne weiteres auch schreiben

$$y = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_6} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (15\,\mathrm{c})$$

oder

$$i_2 = (1 - y) \cdot i_1 + y \cdot i_6 \quad . \quad . \quad (15\,\mathrm{d})$$

Wir denken uns nun, daß sich die Verdichtung bei einer erheblich niedrigeren Kühlwassertemperatur abspiele. Auf Abb. 54 ist ein solcher Prozeß gepunktet eingetragen; die Punkte sind mit römischen Ziffern bezeichnet. In Wirklichkeit wird natürlich nicht mit Wasser, sondern mit einem anderen Kühlmittel, z. B. siedendem NH_3 gekühlt werden müssen. Nehmen wir an, die Temperatur dieses Kühlmittels sei 220°, das ist die Temperatur, die sich nach den Erfahrungen des Verfassers mit NH_3-Maschinen noch gut erreichen läßt.

Die Isotherme 220 fällt nun im Drosselbilde erheblich steiler ab als die Isotherme 290, für dieselben Drucke wird also die Kälteleistung $q_0 = i_1 - i_2$ größer, und diese Vergrößerung des Zählers im Ausdrucke (15 c) ist es, die Claude für die Verbesserung des Wirkungsgrades verantwortlich macht.

Wir erkennen leicht, daß darüber hinaus noch der Nenner verkleinert wird, und dieser Einfluß ist ebenfalls erheblich.

Betrachten wir als Beispiel einen Prozeß, welcher im übrigen mit Prozeß 17 der Zahlentafel übereinstimmt, nur daß eben auf 220° vorgekühlt werde.

An Stelle von q^* der Gleichung (21 b) tritt jetzt natürlich die kleinere Wärmemenge

$$q' \triangleq \text{Strecke } \overline{II\,XII} = 81{,}5 \text{ kcal/kg}$$

Es wird ferner

$$q_{0h}' = 13 \text{ kcal/kg}$$
$$q_{0n}' = 1{,}5 \text{ kcal/kg}$$

Es bleibt

$$y_n = 0{,}48$$

mithin

$$m = y_h = \frac{13}{0{,}48 \cdot 81{,}5 - 1{,}5} = 0{,}345.$$

Ohne Vorkühlung hatte m nur 0,161 betragen, also ein erheblicher Fortschritt.

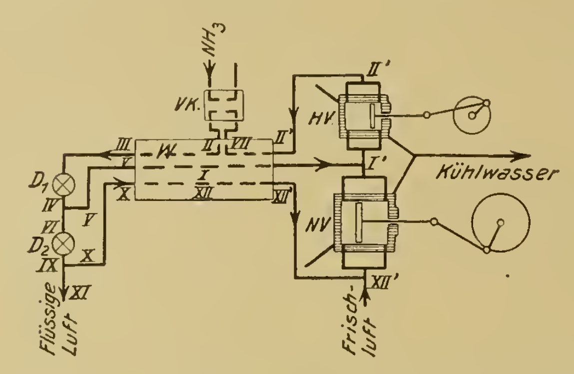


Abb. 55. Schema einer Linde-Anlage mit doppeltem Kreislauf und Vorkühlung.

Es wird also

$$y = m \cdot y_n = 0{,}166.$$

Nun läßt man selbstverständlich nicht die Verdichtung bei der Temperatur von 220° vor sich gehen, denn es wäre ja der Gipfelpunkt der Unwirtschaftlichkeit, wenn man die gesamte Verdichtungswärme durch eine Kaltdampfmaschine von 220° auf 290° heben wollte, vielmehr verdichtet man nach wie vor bei Kühlwassertemperatur und kühlt die Luft erst nachher bei gleichem Drucke vor. Die Verdichtungsarbeit für 1 kg geförderte Luft bleibt also ebenso wie ohne Vorkühlung

$$\frac{a_h}{J} = 46{,}4 \text{ kcal/kg}$$

$$\frac{a_n}{J} = 58{,}0 \text{ kcal/kg}$$

Also für jedes kg verflüssigte Luft

$$\frac{\mathfrak{a}_h}{J} = \frac{46{,}4}{0{,}166} = 279 \text{ kcal/kg}$$

$$\frac{\mathfrak{a}_n}{J} = \frac{58{,}0}{0{,}48} = 121 \text{ kcal/kg}$$

Es fragt sich nun noch, wie groß die Arbeit der Kaltdampfmaschine sein muß. Die Hochdruckluft muß von II' auf II gekühlt werden; es ist aber durchaus nicht erforderlich, die gesamte dazu nötige Kälteleistung durch die Kaltdampfmaschine aufzubringen, vielmehr stehen noch die $(1 - m)$ kg Mitteldruckluft und die $m \cdot (1 - y_n)$ kg Niederdruckluft von der Temperatur 220° zur Verfügung. Die Temperaturdifferenz ist immer am Drosselventil beträchtlich. Da aber die aufsteigende Luft an Menge geringer ist als die niedergehende, so muß sie sich stärker erwärmen als jene abkühlen, und je größer der Mengenunterschied, desto eher wird völliger Temperaturausgleich erreicht. Darauf beruht es, daß, wie wir eben sahen, je tiefer die Temperatur dieses Ausgleiches gelegt wird, desto größer die verflüssigte Menge sein kann. Ohne Vorkühlung wäre die Temperaturgleichheit erst bei 290° eingetreten, jetzt schon bei 220°. Wenn man aber nun durch eine Hilfskältemaschine nur eine kurze Strecke der Abkühlung übernimmt, dann ist wieder eine wirksame Temperaturdifferenz hergestellt und die Luft kann nun wieder selber ihre eigene Kühlung besorgen. Es werde also die Wärme zwischen II und VII durch die Kaltdampfmaschine entzogen, die Wärme zwischen VII und II' durch die Luft selber. Es fragt sich nun, wo Punkt VII liegen muß. Offenbar muß sein

$$i_{II}' - i_{VII} = (1 - m) \cdot (i_I' - i_I) + \\ + m \cdot (1 - y_n) \cdot (i_{XII}' - i_{XII})$$

Daraus für unseren Fall

$$i_{II}' - i_{VII} = (1 - 0{,}345) \cdot 18 + \\ + 0{,}345 \cdot (1 - 0{,}48) \cdot 17{,}5 = 14{,}9 \text{ kcal/kg}$$

Da nun

$$i_{II}' - i_{II} = 23{,}5 \text{ kcal/kg},$$

so wird die Kälteleistung der Kaltdampfmaschine für jedes vom Hochverdichter geförderte kg Luft

$$q_k = i_{VII} - i_{II} = 23{,}5 - 14{,}9 = 8{,}6 \text{ kcal/kg}.$$

Also für jedes kg verflüssigte Luft

$$\mathfrak{q}_k = \frac{8{,}6}{0{,}166} = 51{,}7 \text{ kcal/kg}.$$

Da wir für den ganzen Prozeß vollkommene Isolation, genau isotherme Verdichtung usw. vorausgesetzt haben, dürfen wir zum Vergleiche für die Kaltdampfmaschine einen Carnotschen Prozeß annehmen.

Die vom NH_3-Verdichter für jedes kg verflüssigte Luft aufzuwendende Arbeit wäre dann

$$\frac{\mathfrak{a}_k}{J} = 51{,}7 \cdot \frac{290 - 220}{220} = 16{,}4 \text{ kcal/kg}.$$

Insgesamt wäre also an Arbeit aufzuwenden

$$\frac{\mathfrak{a}}{J} = \frac{\mathfrak{a}_h}{J} \frac{\mathfrak{a}_n}{J} + \frac{\mathfrak{a}_k}{J}$$
$$= 279 + 121 + 16$$
$$= 416 \text{ kcal/kg}$$

Die Leistungsziffer würde dann

$$\varepsilon = \frac{99}{416} = 0{,}24.$$

Das ist gegenüber den Werten des Prozesses ohne Vorkühlung eine ganz erhebliche Verbesserung von $\frac{728 - 416}{728} = 43\ \%$.

Übrigens könnte noch ein weiterer geringer Gewinn dadurch erzielt werden, daß man die Strecke $\overline{HH'}$ unterteilt, zunächst nur das kleinere Stück von H' bis A durch die Kaltdampfmaschine übernimmt, das Stück $\overline{AB}$ wieder durch die Luft, das Stück $\overline{BC}$ wieder durch die Kaltdampfmaschine und das letzte Stück $\overline{CH}$ abermals durch die Luft. Die Kälteleistung der Kaltdampfmaschine würde zwar dadurch nicht verringert, jedoch könnte sie teilweise bei höherer Temperatur erfolgen. Da man ohnehin mit zweistufiger Verdichtung arbeiten wird, würde die Maschine nicht umständlicher werden. Im Verhältnis zum gesamten Arbeitsaufwand wäre der Gewinn allerdings nur unerheblich. (Fortsetzung folgt.)

Die Zustandsgleichung des Stickstoffs bei geringen Drucken und tiefen Temperaturen.

Von Dr. Ing. R. Bartels, Piesteritz.

In bezug auf die Quantentheorie und Molekularkinetik haben die Zustandsgleichungen zweiatomiger Gase in letzter Zeit verstärktes Interesse gewonnen, daher ist eine Vermehrung des experimentellen Materials hierüber, besonders im Hinblick auf die neueren Arbeiten von Keesom[1]) und Debye[2]) über die Molekularattraktion der Gase, von besonderer Wichtigkeit, da ja aus der Abhängigkeit der B'-Wertkurve von der Temperatur Rückschlüsse auf die Art derselben gemacht werden können.

Quantentheoretisch interessieren besonders die durch Scheel und Heuse[3]) ausgeführten Messungen von spezifischen Wärmen zweiatomiger Gase; da diese Messungen jedoch nur bei Atmosphärendruck ausgeführt sind, so ist eine Reduktion auf den idealen Gaszustand erforderlich. Eine Untersuchung Schimanks[4]) läßt nun erkennen, daß diese vorläufig mittels der D. Berthelotschen Zustandsgleichung vorgenommene Reduktion besonders in der Nähe der Siedepunkte der betreffenden Gase noch recht ungenau ist; eine direkte Bestimmung der Zustandsgleichungen zweiatomiger Gase bei tiefen Temperaturen war also auch aus diesem Grunde recht wünschenswert.

Da nun besonders über die Zustandsgleichung des Stickstoffs bisher nur eine sehr geringe Zahl von Messungen vorlagen, so die von Sackur[5]), Bestelmeyer und Valentiner[6]) bei nur je einer tiefen Temperatur, und die von Kammerlingh Onnes und Braack[7]) nur bei höheren Temperaturen ausgeführten, so lag nahe, hier unsere Kenntnis durch eine möglichst große Zahl Messungen bei tiefen Temperaturen zu vervollständigen und die Abweichungen vom Gasgesetz in diesem Gebiet in der Form der B'-Wertkurve festzulegen.

Die Bestimmungsmethode mußte von vornherein eine äußerst exakte sein, da die Kenntnis der Zustandsgrößen bei Verwendung derselben zur Reduktion auf den idealen Gaszustand durch die Anwesenheit des zweiten Differentialquotienten in der Reduktionsgleichung eine sehr genaue sein muß.

Die Definition der in vorliegender Arbeit gegebenen B'-Werte ist gegeben durch die bei geringem Druck gültige Zustandsgleichung, in der v das Volumen eines Moles und n die Zahl der Mole ist:

$$p \cdot v = n \cdot R \cdot T\,(1 - B' \cdot p) \quad . \; . \; . \quad (1)$$

An Stelle dieser Gleichung wird von Kammerlingh Onnes und seinen Mitarbeitern folgende Formel geschrieben:

$$p \cdot v = R \cdot T \cdot \left(1 + \frac{B}{v}\right) \quad . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Die in der Gl. (1) gegebene Größe B' ist mit B, dem sogenannten zweiten Verialkoeffizienten, durch die Gleichung:

$$B' = -\frac{B}{R \cdot T} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (3)$$

verknüpft. Wählt man als Einheit für v in der Gl. (2) das sog. »theoretische Normalvolumen« (2241,2 cm³), so ist hier

$$R = \frac{1}{273{,}09}$$

zu setzen.

Von den zur Berechnung notwendigen Daten wurde der Druck p, das Volumen v und die Temperatur T

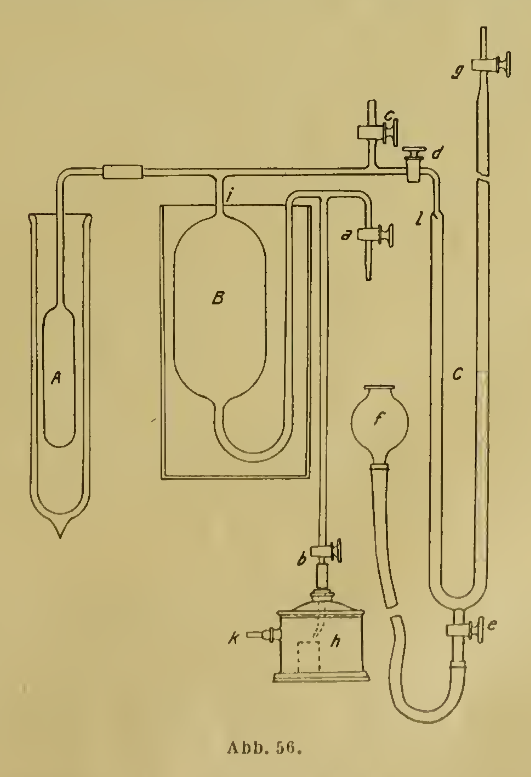


Abb. 56.

direkt gemessen, die Zahl der Mole n wurde dann aus den Gasgesetzen für eine Versuchstemperatur bei der der notwendige B'-Wert schon bekannt ist, für 273,09° abs. berechnet.

---

[1]) Leiden, Comm. Suppl. Nr. 24b, 25, 26 (1912); Phys. Zeitschr. 22, 129 (1921).

[2]) Phys. Zeitschr. 21, 178 (1920).

[3]) Ann. d. Physik 37, 79 (1912); 40, 492 (1913); ferner: »Wärmetabellen der phys.-techn. Reichsanstalt«. Braunschweig (1919).

[4]) Phys. Zeitschr. 17, 393 (1916).

[5]) Zeitschr. f. Elektroch. 20, 563 (1914).

[6]) Ann. d. Physik 15, 74 (1904).

[7]) Leiden, Comm. Nr. 100b (1907).

Als Versuchsapparatur (Abb. 56) wurde ein Gasthermometer konstanten Druckes nach Callendar und Eumorfopoulus[1]) benutzt. Es bot dieses vor dem Gasthermometer konstanten Volumens den Vorteil des stärkeren Hervortretens der Abweichungen vom Gasgesetz sowie, bei konstanter Temperatur des Versuchsraumes, des Fortfallens der Berücksichtigung des schädlichen Volumens.

Der Apparat bestand im wesentlichen aus einer Thermometerbirne A von etwa 80 cm³ Inhalt, einem Quecksilbermanometer C und einem stets auf 0° C gehaltenen Hilfsgefäß B, dessen Volumen durch Zu- und Ablassen von Quecksilber verändert und genau verfolgt werden konnte. Für die den tieferen Temperaturen ausgesetzte Thermometerbirne kam als Glasmaterial nur das »Jenaer Glas 59^{III}« in Frage, dessen Ausdehnungskoeffizient von Hennig[2]) zwischen +16° und —161° zu $\gamma = 15{,}942 \cdot 10^{-6} + 0{,}01818 \cdot t \cdot 10^{-6}$ bestimmt ist. Die übrigen Apparatteile waren aus gewöhnlichem Glase hergestellt; die Verbindung der Birne mit diesen geschah durch ein übergeschobenes Glasrohr und Marineleim in einwandfreier Weise. Die Verbindungskapillaren wurden, um das schädliche Volumen gering zu halten, möglichst eng gewählt.

Bei der Messung des im Apparat herrschenden Druckes kam es weniger auf den Absolutwert desselben an, als darauf, daß während einer Versuchsreihe genau der gleiche Druck herrschte. Dies wurde im genügenden Maße erreicht durch sorgfältige Einstellung des Quecksilbermeniskus des einen Manometerschenkels auf einen innen eingeschmolzenen Glasdorn unter Verwendung einer Lupe; der Absolutwert wurde mittels eines Kathetometers gemessen.

Die Feststellung der Zahl der Gasmoleküle n in der Birne geschah in folgender Weise:

Zunächst wurde die Birne auf 0° gebracht, die in derselben befindliche Molzahl beträgt dann n_0. Die Berechnung von n_0 geschah alsdann nach Gl. (1) unter Verwendung eines Wertes von $B' = 0{,}37 \cdot 10^{-3}$ bei 0°. Nun wurde die Birne auf die Versuchstemperatur abgekühlt, und um den Druck im Apparat konstant zu halten, wurde jetzt durch Einlassen von Quecksilber in das Hilfsgefäß eine bestimmte Gasmenge, deren Molzahl n_1 durch die Menge des in das Hilfsgefäß eingelassenen Quecksilbers gegeben ist, aus diesem in die Birne hineingedrückt. Die jeweilige Molzahl in der Birne ergibt sich dann zu:

$$n = n_0 + n_1.$$

Die Herstellung der Versuchstemperatur geschah durch ein Kühlbad mit flüssiger Luft, in welches aus einer Bombe Wasser- oder Sauerstoff eingeleitet wurde. Im ersteren Falle wurde ein Sinken der Temperatur bis etwa 75° abs. durch Verminderung des Partialdruckes des Stickstoffes über der Flüssigkeit, im zweiten Falle ein Steigen derselben bis etwa 90° abs. durch Erhöhung des Partialdruckes des Sauerstoffes erzielt. Durch Regulieren und gemeinsames Einleiten im wechselnden Gemisch konnte jede gewünschte Temperatur erzielt und für längere Zeit konstant gehalten werden.

[1]) Hening, Temperaturmessung, Braunschweig (1915).
[2]) Ann. d. Physik 22, 631 (1907); 40, 635 (1913).

Die Messung der Temperatur geschah mittels eines Sauerstoffdampfdruckthermometers in der im wesentlichen von Siemens[1]) angegebenen Form.

Der zur Füllung des Thermometers benutzte Sauerstoff wurde durch Erhitzen von Kaliumpermanganat[2]) in einem evakuierbaren System hergestellt.

Über Sauerstofftensionen sind eine ganze Reihe von Arbeiten verschiedener Autoren vorhanden. Erwähnt seien hier die älteren Arbeiten von Estreicher[3]), Baly und Travers[4]), Olzewski[5]), Senter und Jacquerod[6]), an neueren die von Siemens[7]), zu denen Kammerlingh Onnes und Holst[8]) eine Korrektionstabelle angeben.

Als neueste Arbeit ist die von Cath[9]) zu nennen; auf Grund einer hier angegebenen empirischen Formel wurden die Versuchstemperaturen in der vorliegenden Arbeit aus den abgelesenen Sauerstoffdrucken berechnet.

Zahlentafel I.

Sauerstoffdampfdrucke nach P. G. Cath.

$$\log p = \left(\frac{419{,}31}{T} + 5{,}2365 - 0{,}00648 \cdot T\right) \cdot 760$$

p in mm Quecksilber, T in absoluter Zählung.

T	p	T	p	T	p
76,0	128,11	81,0	260,51	86,0	483,41
77,0	148,82	82,0	296,79	87,0	541,94
78,0	172,21	83,0	336,95	88,0	605,58
79,0	198,51	84,0	381,27	89,0	674,98
80,0	227,83	85,0	430,03	90,0	750,18

Sollten sich vorliegende Werte bei einer späteren Nachprüfung noch ändern, so würden die berechneten B'-Werte gleichfalls eine entsprechende Änderung erfahren.

Um die Genauigkeit des Apparates festzustellen, wurde er mit Wasserstoff, dessen Abweichungen von den Gasgesetzen bei den in Frage kommenden Temperaturen durch Kammerlingh Onnes und Braack[10]) genau bestimmt sind, gefüllt und der Apparat nun als Gasthermometer konstanten Druckes zur Temperaturmessung benutzt. Die aus diesen Messungen berechneten und die gleichzeitig mittels des Sauerstoffdampfdruckthermometers gemessenen Temperaturen mußten übereinstimmen.

[1]) Ann. d. Physik 42, 871 (1913).
[2]) Siemens, loc. cit. S. 873.
[3]) Phil. Mag. 40, 454 (1895).
[4]) Phil. Mag. 49, 517 (1900).
[5]) Wied. Ann. 59, 184 (1896).
[6]) Proc. Roy. Soc. 70 (1902).
[7]) Siemens loc. cit. S. 882.
[8]) Leiden, Comm. Nr. 148a, 12 (1915).
[9]) Leiden, Comm. Nr. 152d (1918); Phys. Ber. I 1, S. 59 (1920).
[10]) Leiden, Comm. Nr. 101b (1907).

Zahlentafel II.

Wasserstoffversuch.

T gemessen (Sauerstoffdampfdruck)	T berechnet (H_2-Thermometer)	T ber.—T gem.
89,452	89,498	+ 0,046
89,307	89,319	+ 0,012
88,355	88,396	+ 0,012
84,798	84,780	— 0,018
83,182	83,196	+ 0,014
83,000	83,047	+ 0,047
80,972	80,963	— 0,009
80,452	80,429	— 0,023
78,767	78,740	— 0,027
77,984	77,961	+ 0,023
76,962	76,898	— 0,064

Wie die in vorstehender Zahlentafel angegebenen Werte zeigen, wurde eine Übereinstimmung von wenigen Hundertstel Grad erzielt. Die Wasserstoffmessungen zeigen zwar gegenüber den Sauerstofftemperaturen einen gewissen Gang, da aber der mittlere Fehler von etwa $\pm 0{,}02^0$ nicht größer ist als die Genauigkeit der Temperaturmessung selbst, so wurde von einer Korrektion an den Cathschen Zahlen abgesehen.

Nach Erreichung der obengenannten Genauigkeit wurden nun die Versuche mit Stickstoff aufgegenommen.

Der zur Füllung verwendete Stickstoff[1]) wurde durch Erwärmen einer Lösung von Natriumnitrit und Ammoniumsulfat unter Zusatz von etwas Natriumchromat[2]) erzeugt und mittels Kaliumbichromatschwefelsäure sowie durch Überleiten über ein glühendes Kupferdrahtnetz von verunreinigenden Gasen befreit.

Die in den verschiedenen Versuchsreihen mit verschiedenem Druck und mehrfacher Neufüllung erhaltenen Resultate sind in den nachfolgenden Zahlentafeln 3 und 4 zusammengestellt.

Die Berechnung der Versuche aus den erhaltenen Meßwerten geschah nach der Formel:

$$B' = \frac{1}{p} - \frac{v}{n \cdot R \cdot T} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Aus den erhaltenen B'-Werten wurde nun folgende empirische Formel mit zwei Konstanten errechnet, die die Neigung der B'-Wertkurve in befriedigender Weise wiedergibt:

$$B' = 0{,}0022 + \frac{19600}{T^3}.$$

In Abb. 57 ist die mittels der Formel berechnete Kurve ausgezogen, es zeigt sich, daß nur einzelne, offenbar durch größere Fehler entstellte Meßwerte nennenswerte Abweichungen von derselben zeigen.

Der früher von Sackur[3]) bei 78,1° abs. festgestellte Wert liegt in der Nähe der Kurve, während der von Bestelmeyer und Valentiner[1]) bei 81,01° abs. gemessene Wert genau in die Kurve hineinfällt.

[1]) Ann. d. Phys. 42, 873 (1913).
[2]) Gmelin-Kraut, I 1, S. 171 (1907).
[3]) Sackur, loc. cit.

Zahlentafel III.

Versuchsreihe Nr.	Temperatur abs.	B.10⁴ beob.	B.10⁴ berechn.	Differenz	Versuchsreihe Nr.	Temperatur abs.	B.10⁴ beob.	B.10⁴ berechn.	Differenz
4	76,22	+465	+465	±0	5	83,07	+357	+364	−7
(6	76,65	501	457	+44)	3	83,48	353	359	−6
5	76,84	462	454	+8	(1	83,63	373	357	+16)
(4	77,04	467	449	+18)	2	84,35	349	349	±0
4	77,51	442	443	−1	5	84,52	353	347	+5
3	78,18	434	432	+2	6	84,95	335	342	−7
(1	78,30	481	430	+51)	(1	86,24	357	328	+9)
5	78,98	419	419	±0	4	86,36	320	326	−6
4	78,19	411	417	−6	2	86,36	328	326	+2
(6	79,77	421	408	+13)	3	86,55	325	324	+1
2	79,80	404	408	−4	3	86,65	322	323	−1
6	80,64	396	396	±0	5	87,16	317	318	−1
5	80,71	394	395	−1	6	87,52	315	314	−1
3	81,00	393	391	−2	2	88,35	813	306	+7
1	81,13	391	389	+2	3	88,45	300	305	+5
2	81,42	380	385	−5	5	88,87	301	301	±0
5	81,62	389	382	+7	6	89,25	297	298	+1
4	81,68	374	381	−7	5	89,43	293	296	−3
6	82,07	386	377	+9	1	89,48	301	296	+5
2	82,60	364	370	−6	4	89,50	291	295	−4

Zahlentafel IV.

Versuchsdrucke.

Versuch Nr.	1	0,80368 at	Versuch Nr.	4	0,70081 at
	2	0,90038 »		5	0,78647 »
	3	0,68539 »		6	0,39379 »

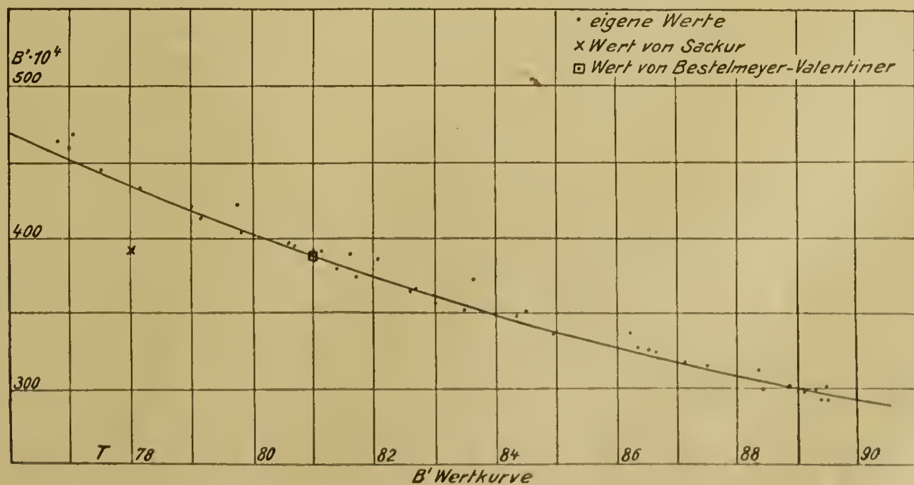
Die jetzt gemessene Zustandsgleichung des Stickstoffes wurde nun benutzt, um die früher von Scheel und Heuse[2]) bei Atmosphärendruck ausgeführte Messung der spezifischen Wärmen bei konstantem Druck (C_p)[3]) des Stickstoffes auf den idealen Gaszustand zu reduzieren. — Für geringe Drucke gilt

$$p \cdot v = R \cdot T\,(1 - B' \cdot p) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

oder

$$v = \frac{R \cdot T}{p} - R \cdot T \cdot B' \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

[1]) Bestelmeyer u. Valentiner, loc. cit.
[2]) Scheel u. Heuse, loc. cit.
[3]) C_p = spezifische Wärme für 1 Grammmolekül in kleinen Kalorien (cal.).



B' Wertkurve

Abb. 57.

Durch zweimalige Differentiation von Gl. (6) nach T ergibt sich:

$$\left(\frac{d^2 v}{d T^2}\right)_p = -2 R \cdot \frac{d B'}{d T} - R \cdot T \cdot \frac{d^2 B'}{d T^2}.$$

Hierin wird B' durch die empirisch gefundene Formel

$$B' = a + \frac{b}{T^3} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (7)$$

ersetzt, in der a und b zwei Konstanten sind.

Es ist dann

$$\left(\frac{d^2 v}{d T^2}\right)_p = + \frac{2 R \cdot 3 b}{T^4} - \frac{12 R \cdot b}{T^4} = - \frac{6 R \cdot b}{T^4} \quad . \quad (8)$$

Auf Grund einer bekannten thermodynamischen Bezeichnung ist

$$- T \left(\frac{d^2 v}{d T^2}\right)_p = \frac{d C_p}{d p} \quad . \; . \; . \; . \quad (9)$$

Aus Gl. (8) und (9) ergibt sich nun:

$$\frac{d C_p}{d p} = + \frac{6 R \cdot b}{T^3}.$$

Setzt man nun den für b gefundenen Wert von 19600 bei $T = 92^0$ abs. und $R = 1{,}985$ cal. ein, so ergibt sich

$$\frac{d C_p}{d p} = 0{,}300 \text{ cal},$$

während sich nach der D. Berthelotschen Reduktionsformel

$$\frac{d C_p}{d T} = \frac{R}{\pi_0} \cdot 2{,}53 \cdot \left(\frac{\vartheta_0}{T}\right)^3 \quad . \; . \; . \quad (10)$$

für die gleiche Temperatur ein Wert von

$$\frac{d C_p}{d p} = 0{,}444 \text{ cal}$$

ergibt.

Da Scheel und Heuse[1]) für die Molekularwärme des Stickstoffes bei $T = 92^0$

$$C_p = 7{,}173 \text{ cal}$$

angeben, so erhält man bei Verwendung der mit vorliegenden Messungen errechneten Korrektion für unendlich kleinen Druck

$$C_{p_0} = 6{,}873 \text{ cal.}$$

Da theoretisch

$$C_{p_0} = \frac{7}{2} R = 6{,}944 \text{ cal}$$

ist, so liegt der neu korrigierte Wert nur noch 0,07 cal. (1 vH) tiefer als der theoretische, während bei der Verwendung der nach D. Berthelot errechneten Korrektion sich

$$C_{p_0} = 6{,}732 \text{ cal},$$

also ein um 0,2 cal. kleinerer Wert, ergibt.

Es fragt sich nun, ob die Differenz von 0,07 reell ist, oder auf einem Fehler, sei es des unter Atmosphärendruck erhaltenen C_p-Wertes, sei es der Differenz $C_p - C_{p0}$, beruht. Nach A. Enken[2]) ist indessen so gut wie ausgeschlossen, daß der Wert von 6,944 cal. unterschritten wird, es ist daher nicht unwahrscheinlich, daß die Messungen von Scheel und Heuse fehlerhaft sind, eine Annahme, die bei Betrachtung der C_p-Werte genannter Autoren für Stickstoff (7,173), Luft (7,24) und Sauerstoff (7,31) auch begründet erscheint. Es müßte nämlich entweder der Wert für Sauerstoff geringer oder der Wert für Stickstoff höher sein, keinesfalls aber der Luftwert genau in der Mitte zwischen Stickstoff und Sauerstoff sondern näher am Stickstoffwert liegen. Da nun für Luft aber eine größere Zahl von Messungen vorliegt als für Stickstoff, so ist die letztere Annahme, daß der Wert für Stickstoff zu niedrig ist, wohl die richtigere. Verwendet man übrigens den Wert für Luft (7,24 cal.) an Stelle des Stickstoffwertes mit der oben errechneten Stickstoffkorrektion, so erhält man genau den theoretischen Wert von $C_p{}^0 = 6{,}94$ cal.

[1]) Scheel und Heuse, loc. cit.

[2]) Jahrb. d. Radioakt. u. Elektr. 16, 371 (1920).

Zusammenfassung.

1. Es wurde mit Hilfe eines Gasthermometers konstanten Druckes die Zustandsgleichung für Stickstoff zwischen 97⁰ bis 90⁰ abs. gemessen und für die gemessenen B'-Werte eine empirische Formel aufgestellt.
2. Es wurden mit Hilfe dieser B'-Wertformel die von Scheel und Heuse gemessenen Werte der spezifischen Wärme des Stickstoffes bei konstantem Druck neu korrigiert.

Die Berechnung verbundener Heiz- und Kühlanlagen.

Von Dipl.-Ing. Rudolf Landsberg, Breslau.

Die bisherigen Veröffentlichungen über die Frage der »umkehrbaren Wärmeerzeugung«[1]), der Verbindung von Heiz- und Kühlanlagen, haben für die Berechnung derartiger Entwürfe noch wenig Fingerzeige gegeben. Auch das geistvolle Q-T-Diagramm von Altenkirch, das die theoretischen Zusammenhänge am besten klarstellt, ist nur für adiabatische Vorgänge, also praktisch nicht geeignet. Nachdem jetzt durch die zweistufige Kompression mit Zwischenkondensation[2]) die Verwirklichung der fraglichen Anlagen erheblich erleichtert scheint, soll im folgenden ein für praktische Entwürfe geeigneter Rechnungsweg gezeigt werden.

Es bezeichne W den Wärmebedarf, Q_A die Abwärme der Antriebsmaschine, Q diejenige der Kältemaschine, alles in kcal/h, so gilt grundsätzlich, daß beiderlei Abwärme den Wärmebedarf decken soll:

$$W = Q_A + Q \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

Ferner wird als Hilfsgröße die »spezifische Abwärme« λ der Antriebsmaschine eingeführt, der Quotient Abwärme: Wärmeäquivalent der Nutzleistung, zweckmäßig

[1]) Altenkirch, Die Erhöhung der Wirtschaftlichkeit von Heizungsanlagen durch Einbau von Kältemaschinen. Z. f. d. g. Kälte-Ind. 1918, S. 49/57.

Ders., Reversible Wärmeerzeugung. Z. f. techn. Physik 1920, S. 93/77.

Hirsch, Wärmeumwandlung. Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1920, S. 191/193.

[2]) Altenkirch, Erzielung . . . hoher Kühlwasserablauftemperaturen. Z. f. d. ges. Kälte-Ind. 1921, S. 93.

bezogen auf kg Arbeitsstoff oder $PS_e h$. Außerdem sei L_e die Nutzleistung der Antriebsmaschine in PS_e, L_1 die indizierte Kompressorleistung in PS_i, ε die Leistungsziffer der Kälteanlage und 632 der Wärmewert der PSh, so gilt

$$Q_A = 632 \cdot L_e \cdot \lambda \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

$$Q = 632 \cdot L_1 (1 + \varepsilon) \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Führt man weiter ein:

$w = W: 632$ als Hilfsgröße (Äquivalent von W in PS),

η_m der mechanische Wirkungsgrad des Kompressors,

μ der Leistungsbedarf der Hilfsapparate (Rührwerke usw.) in Bruchteilen der indizierten Kompressorleistung,

L_2 der hiervon unabhängige Leistungsbedarf für Licht und ähnliche Zwecke,

η_2 der zugehörige Wirkungsgrad der Übertragung,

so gilt weiter:

$$L_e = \frac{L_1}{\eta_m} + \mu \cdot L_1 + \frac{L_2}{\eta_2} \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

und durch Zusammenfassung von (1), (2) und (3)

$$W: 632 = w = L_e \cdot \lambda + L_1 (1 + \varepsilon) \quad . \quad . \quad (5)$$

Jetzt kann in (5) der Wert von L_e nach (4) eingesetzt werden:

$$w = L_1 \left[\lambda \left(\frac{1}{\eta_m} + \mu \right) + (1 + \varepsilon) \right] + \frac{L_2}{\eta_2} \cdot \lambda$$

$$L_1 = \frac{w - \frac{L_2}{\eta_2} \cdot \lambda}{(1 + \varepsilon) + \left(\frac{1}{\eta_m} + \mu \right) \cdot \lambda} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Die Gl. (6) ist als maßgebend für die Berechnung anzusehen. Die indizierte Kompressorleistung bzw. mit Hilfe eines Doppelmaßstabes die ihr proportionale Kälte- oder Eisleistung kann hier für irgend einen Entwurf berechnet werden als Funktion der spezifischen Abwärme λ, deren Werte für verschiedene Antriebsmaschinen unten zusammengestellt werden. Für die Genauigkeit der Rechnung ist wertvoll, daß der Einfluß mäßiger Schwankungen der Leistungsziffer sehr gering ist.

Die Gleichung selbst ergibt den hyperbolischen Zusammenhang von L_1 und λ:

$$\frac{L_2}{\eta_2} \cdot \lambda + (1 + \varepsilon_1) \cdot L_1 + \left(\frac{1}{\eta_m} + \mu \right) \lambda L_1 - w = 0 \quad (6\,a)$$

entsprechend der einleuchtenden Tatsache, daß bei reichlicher Abwärme der Antriebsmaschine geringe Abwärme der Kältemaschine genügt und umgekehrt.

Es muß jedoch eine weitere Bedingung erfüllt sein: Die Kühlwassermenge, auf die sich die Wärmemenge W verteilt, darf nicht größer sein als der geforderte Wasserbedarf, da sonst die nötige Temperatur nicht erreicht wird. (Natürlich darf sie bei höherer Ablauftemperatur kleiner sein, so daß Frischwasser zugesetzt werden würde.) Unter der meist zutreffenden Voraussetzung, daß das Kühlwasser der Kältemaschine auch (nachher) den Kondensator der Dampfmaschine kühlt, seine Menge also nur durch die Kälteleistung und die im Kondensator der Kältemaschine zulässige Erwärmung bestimmt ist, läßt sich berechnen. Wenn

M die stündlich geforderte Wassermenge in l/h,

Δt die Erwärmung des Kühlwassers im Kondensator der Kältemaschine in °C,

so wird die Grenzbedingung:

$$632\, L_1 \cdot \frac{1 + \varepsilon}{\Delta t} < M$$

$$L_1 \leq \frac{\Delta t \cdot M}{632 \cdot (1 + \varepsilon)} \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Eine entsprechende Beziehung läßt sich für λ aufstellen; sie ist jedoch entbehrlich, da die Rechnung für L_1 bequemer und der zugehörige Wert von λ graphisch zu ermitteln ist. — Eine kleine Veränderung tritt ein, wenn das Kühlwasser von Verbrennungskraftmaschinen unmittelbar verwendet wird; bezeichnet hier

a das Verhältnis des Wärmeinhaltes des Kühlwassers zum Wärmewert der Nutzleistung,

Δt_1 die Kühlwassererwärmung in °C,

so wird wie oben

$$632\, L_1 \frac{1 + \varepsilon}{\Delta t} + 632\, L_e \frac{a}{\Delta t_1} \leq M$$

und, wenn L_e nach (4) eliminiert wird:

$$L_1 \leq \frac{M : 632 - \frac{L_2}{\eta_2} \cdot \frac{a}{\Delta t_1}}{\frac{1 + \varepsilon}{\Delta t} + \left(\frac{1}{\eta_m} + \mu \right) \frac{a}{\Delta t_1}} \quad . \quad . \quad (7\,a)$$

Der Rechnungsgang soll an einem einfachen Beispiel gezeigt werden. Vorerst sind die Hilfsgrößen zu ermitteln. Der Leistungsanteil μ der Hilfsmaschinen wird unter Benutzung einer Aufstellung bei Lorenz-Heinel (Neuere Kühlmaschinen, S. 45) mit 0,3 angenommen, doch sind hierbei statt der dort gegebenen Sicherheitswerte mittlere Werte eingesetzt, außerdem wird der Leistungsverbrauch der Kühlwasserpumpen bei gleicher Wassermenge als konstant angesehen und statt in μ in L_2 eingeführt.

Die spezifische Abwärme λ ist:

a) Dieselmotor 1,4 nach Hottinger (Z. d. V. d. I. 1911; 900 kcal/$PS_e h$), nach Oehlschläger (Wärmeingenieur, S. 296 ff.) 1,6—0,64, was sehr niedrig erscheint;

b) Gasmaschinen 2,2—1,3 nach Oehlschläger;

c) Dampfmaschinen (aus dem J-S-Diagramm errechnet):

α) Heißdampf, 150° Überhitzung, $\eta_i = 0{,}80$; $\eta_m = 0{,}92$; 1,2 at Gegendruck[1]).

Eintrittsdruck	5	8	11	13 at abs
$\lambda =$	11,8	8,77	7,57	7,02

β) 100° Überhitzung

$\lambda =$	12,4	9,38	8,01	7,42

γ) Sattdampf, $\eta_i = 0{,}66$

$\lambda =$	17,5	12,9	11,02	9,78

[1]) Der leichte Überdruck soll die Durchströmung der Gegenstromapparate begünstigen.

δ) Heißdampf, 13 at abs, 340° und Gegendruck

	1,2	0,5	0,2 at abs
$\lambda =$	7,02	5,66	4,9

ε) Hochdruckmaschine von W. Schmidt (Z. d. V. d. I. 1921, S. 718) annähernd $\lambda = 4{,}4$.

Hiernach soll folgendes Beispiel berechnet werden: Gefordert sind stündlich 5 m³ Wasser von 27°, 3 m³ von 45°, die aus Frischwasser von 10° herzustellen sind, also

$$W = 5000\,(27-10) + 3000\,(45-10) = 190\,000 \text{ kcal/h}$$
$$w = 190\,000 : 632 = 300.$$

Der konstante Kraftbedarf $\frac{L_\varepsilon}{\eta_2}$ sei 10 PS, der mechanische Wirkungsgrad des Kompressors $\eta_m = 0{,}91$, die Leistungsziffer $\varepsilon = 5{,}0$, und zwar:

1. für einstufige Kompression zwischen — 15 und + 20° C;
2. für zweistufige Kompression mit Zwischenkondensation zwischen —15 und +12°, +12° und +29°.

Die theoretische Leistungsziffer ist in beiden Fällen — für den zweiten nach Altenkirch (a. a. O.) berechnet — 6,7; bei $\eta_i = 0{,}75$ indiziertem Wirkungsgrad trifft $\varepsilon = 5{,}0$ annähernd für beide Fälle zu, so daß die zweite Anlage ohne weiteres mit der ersten vergleichbar ist.

Einzelwerte sind für

$$L_1 = \frac{w - \frac{L_2}{\eta_2}\cdot\lambda}{(1+\varepsilon) + \left(\frac{1}{\eta_m} + \mu\right)\lambda} = \frac{300 - 10\,\lambda}{6{,}0 + 1{,}4\,\lambda}$$

$\lambda =$	0	3	6	9	12	15
$L_1 =$	50,0	26,4	16,7	11,3	7,9	5,6 PS_i
Kälteleistung =	158	84,3	52,8	35,7	25,0	17,7 10^3 kcal/h
Eis bei 120 kcal/kg =	1320	702	440	298	208	148 kg/h
$L_e =$	80	47	33	26	21	18 PS_e (nach Gl. 4)

mit der Einschränkung, daß nach Gl. (7)

$$L_1 \leqq \frac{\varDelta t \cdot M}{632\cdot(1+\varepsilon)} = \frac{\varDelta t \cdot 8000}{632\cdot 6{,}0} = 2{,}1\,\varDelta t.$$

Die Kühlwasserablauftemperatur muß durch sorgfältigste Ausbildung des Gegenstromes bis dicht an die obere Ammoniaktemperatur gebracht werden; möglich scheint für

	Anlage I			Anlage II		
Kühlwasserablauf	17	18	19	26	27	28° C
$\varDelta t =$	7	8	9	16	17	18° C
$L_1 \leqq$	14,7	16,8	18,9	33,6	35,7	37,8 PS_i
aus dem Diagramm $\lambda \geqq$	6,7	5,9	5,2	1,7	1,4	1,2

Hieraus geht hervor, daß Anlage I die Anwendung hochwertiger Maschinen gar nicht gestattet; der praktisch wohl kaum zu überbietende Fall $\varDelta t = 8°$ führt auf $\lambda = 6$, also etwa eine Dampfmaschine mit immerhin sehr schlechtem Vakuum, während mit der Altenkirchschen Anlage, deren Überlegenheit hier deutlich wird, beliebige Dampfmaschinen wie auch Dieselmotoren verwendbar sind. Hierfür ist nach Gl. (7a) zu berichtigen:

$$L_1 \leqq \frac{\frac{M}{632} - \frac{L_2}{\eta_2}\cdot\frac{a}{\varDelta t_1}}{\frac{1+\varepsilon}{\varDelta t} + \left(\frac{1}{\eta_m} + \mu\right)\frac{a}{\varDelta t_1}}.$$

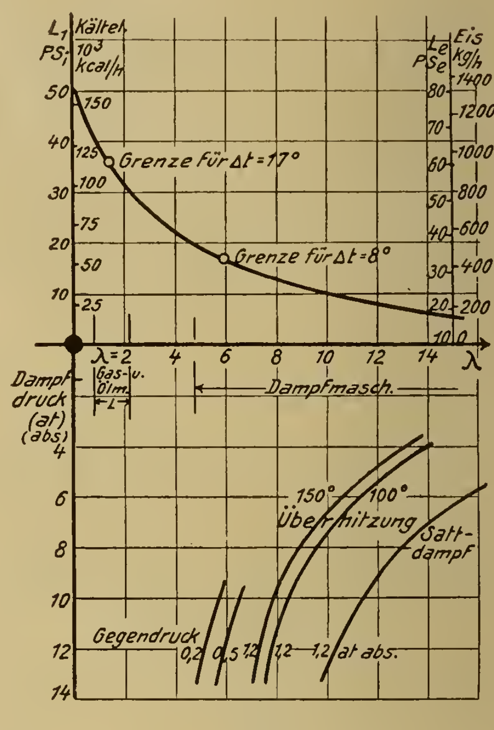


Abb. 58.

Da annähernd der Wärmeinhalt des Kühlwassers gleich dem Wärmewert der Nutzleistung ist, wird $a = 1$; bei $\varDelta t_1 = 45°$ (Ablauf bei 55°) und $\varDelta t = 17°$ ist dann

$$L_1 \leqq \frac{8000 : 632 - 10 : 45}{6{,}0 : 17 + 1{,}4 : 45} = 35{,}0 \; PS_i$$

Man erkennt die Geringfügigkeit dieser Korrektur. Die Ergebnisse sind in einem mehrfachen Koordinatennetz eingetragen, aus dem die Kälteleistung in Abhängigkeit von λ und λ in Abhängigkeit von den Dampfverhältnissen hervorgeht. Man erkennt z. B., daß, wenn ein Eisverbrauch von etwa 400 kg/h gesichert ist, eine Anlage mit 33 PS_e-Dampfmaschine bzw. 15 PS_i-Kompressor erforderlich ist; geeignete Dampfverhältnisse sind $\lambda = 6{,}3$, also etwa 10 at, 150° Überhitzung, 0,5 at Gegendruck; in der gleichen Weise kann abgelesen werden, daß zu einer vorhandenen Sattdampf-Kesselanlage für 7 at abs ($\lambda = 14$) eine 18 PS_e-Dampfmaschine, 6 PS_i-Kompressor für 20000 kcal/h im Sinne der Aufgabe gehört, während ein 64 PS_e-Dieselmotor ($\lambda = 1{,}4$) mit 36 PS_i-Kompressor bei 115000 kcal/h die gleiche Abwärme ergibt. — In entsprechender Weise läßt sich der Einfluß veränderlicher Leistungsziffer auf die erforderliche Kompressorleistung und die Grenzbedingung darstellen.

Zeitschriftenbericht.

Kälteverwendung.

Kaltlagerung von Eiern und anderen Erzeugnissen. J. Oldham. Cold storage an produce review. **25.** 1922, April, Mai.

Es dürfen nur Eier in bestem Zustande eingelagert werden, sonst bleiben schwere Schäden nicht aus. Die einfachste und verbreitetste Art, die Eier zu prüfen, ist das Ableuchten, das auch in Deutschland üblich ist. Durchscheinende Eier sind frisch, solche mit schwarzen Flecken sind zu verwerfen. Das Alter kann durch Eintauchen in eine schwache Salzlösung (2 Unzen in 1 Pint) bestimmt werden; ganz frische Eier gehen unter, solche die älter als 5 Tage sind schwimmen oben. Besonders geeignet zur Einlagerung sind frische, saubere Frühlingseier. Sommereier bedürfen schärferer Prüfung und sind empfindlicher. Schmutzige Eier, die nicht sofort verbraucht werden, dürfen keineswegs gewaschen werden, auch nicht in SO_2-Lösung. Solche Eier werden besser zerschlagen und eingefroren. Das Packmaterial muß geruchlos sein, die Kisten wie das Füllmaterial müssen luftdurchlässig sein, da die Eier dauernd Wasserdampf abgeben. Die Feuchtigkeit schlägt sich im Packmaterial zum Teil nieder, so daß dieses im Laufe der Zeit an Gewicht zunimmt. Natürlich dürfen die Eier weder zu dicht noch zu lose gepackt sein. Die Lagertemperatur muß höher als 28° F (— 2° C) sein, da sich sonst innerhalb der Schale Eisnadeln ausscheiden. Für längere Lagerdauer hat sich die Temperatur von 30° F = — ½° C bei 80vH Feuchtigkeitsgehalt bewährt, während für kurze Lagerdauer noch 40° F = + 4,5° C bei entsprechend geringerer Feuchtigkeit zulässig sind. Die Eier sollen langsam abgekühlt und erwärmt werden, da sonst das Albumen verdünnt wird. Zur Erzielung guter Ergebnisse ist ein lebhafter Luftumlauf unerläßlich und eine Umwälzung durch Ventilatoren ist der sog. stillen Kühlung durchaus vorzuziehen. Der Verfasser hat besondere Erfolge bei folgender Anordnung erzielt. Der Lagerraum erhält falschen Boden und falsche Decke, beide mit zahlreichen Löchern versehen. Über der falschen Decke liegen die Kühlschlangen. Ein Ventilator saugt die Luft nach oben, über die Kühlschlangen und drückt sie durch einen Kanal unter den Zwischenboden, so daß also die Luftbewegung im Raum genau von unten nach oben gerichtet ist. Es ist schon gelungen, Eier über 12 Monate genießbar zu erhalten, aber nach einer Lagerung von 30 Wochen nahmen die Eier auch unter günstigsten Bedingungen einen »Kühlraumgeschmack« an. Während der ersten Zeit der Lagerung wird der Gehalt an Ammoniumnitrat größer, was auf chemische Veränderung des Albumins schließen läßt. Bei Einlagerung von Fleisch, welcher Art es auch sei, ist immer zu beachten, daß es höchst wichtig ist, daß das Fleisch so kurze Zeit wie nur irgend möglich unter dem Einfluß der Außenluft stehen soll. Daher sollen die Transporteinrichtungen zum Einbringen in das Kühlhaus sorgfältigst durchdacht sein. Wenn gefrorenes Fleisch in Musselinhüllen eingebracht wird, ist darauf zu sehen, daß die Hüllen sauber sind; schmutzige sind auszuwechseln. Kleben die Hüllen am Fleisch, so besteht der Verdacht, daß das Fleisch angetaut war. Die gelagerten Stücke müssen von kalter Luft umspült werden; auf den Boden wird, der Luftzuführung wegen, ein Lattenrost gelegt. Man vermeide zu hohes Ansteigen der Temperatur der Luft beim Einbringen neuen Gutes, weil sich auf den kalten Stücken die Feuchtigkeit niederschlägt, was die Bildung von Schimmel fördert. Die Temperatur soll — 6,5° C niemals überschreiten, im übrigen wird empfohlen, bei längerer Lagerung gleichmäßig — 9,5° aufrechtzuerhalten. Die Gleichmäßigkeit der Temperatur ist besonders wichtig bei Lagerung gefrorener Ferkel, die gegen Schwankungen empfindlich sind. — Geschäftlich sehr vorteilhaft ist die Lagerung von Speck und Schinken in Kisten, da das Gut bei hohem Gewicht wenig Raum einnimmt und wenig Aufmerksamkeit verlangt. Eine Temperatur von — 2° C erhält die Ware monatelang ohne Verluste an Gewicht oder Aussehen.

Äpfel sollen voll ausgewachsen und gut gefärbt sein. Das Einwickeln in weißes, paraffiniertes Papier ist vorteilhaft, da es gegen Stöße und die Ansteckung durch benachbarte faulende Äpfel schützt. Die Früchte sollen nach dem Pflücken so schnell als möglich in den Kühlraum kommen und langsam auf 0° C herabgekühlt und bei dieser Temperatur gelagert werden.

Birnen werden stets vor völliger Reife gepflückt. Auch bei ihnen empfiehlt sich die sofortige Einlagerung und das Einwickeln. Sollen die Früchte langsam zum Reifen gebracht werden, so kann die Temperatur auf +2 bis +5° C, ev. auch noch höher, gesteigert werden.

Apfelsinen und Zitronen. Zitronen verlangen + 2 bis 5° C, am günstigsten sind 3° C. Sie sind sehr empfindlich gegen Frost und leiden sehr bei Unterschreitung von 0° C. Apfelsinen verlangen 1°. Ist die Luft zu trocken, so schrumpfen die Früchte ein, ist sie zu feucht, dann schimmeln sie. Die letztere Gefahr ist die größere. Lebhafte Luftbewegung ist vorteilhaft. Da Citrusfrüchte stark riechen, dürfen Eier und Butter nicht daneben gelagert werden.

Fische sollen sogleich nach dem Fang eingefroren werden, um jede Schädigung zu vermeiden, jedenfalls aber so schnell als möglich. Nach dem Einfrieren sind die Fische zu glasieren, damit Verluste an Gewicht und Geschmack vermindert werden. Der Verfasser beschreibt das Verfahren des Einfrierens auf Schalen und nachheriges Ablösen und Glasieren der Fische durch Eintauchen in Wasser. Die Raumtemperatur soll — 9° C sein, steigt sie über — 7°, so verfärbt sich die Lebergegend leicht gelblich. Dann ist die Gallenblase geplatzt. Wenn sich auf Fischen Schimmel zeigt, sind sie mit einer 10 proz. Formalinlösung zu waschen.

Geflügel soll 12 h vor dem Schlachten nichts zu fressen bekommen. Dann ist der Inhalt von Kropf und Darm so klein, daß die Tiere nicht ausgenommen werden brauchen. Es hat sich gezeigt, daß nicht ausgenommene Hühner sich besser halten als ausgenommene. Vor dem Einfrieren sind die Hühner sauber zu rupfen. Es gibt zwei Verfahren, das »trockene« Rupfen und das »Brühen« (scalding). Das letztere geht schneller und ist billiger, aber das erstere ist sauberer und wird meist angewandt. Trocken gerupfte Hühner erzielen auf dem Markte höhere Preise als gebrühte. Beim trockenen Rupfen ist es sehr wichtig, daß die Tiere nach dem Schlachten so schnell als irgend möglich abgekühlt werden. Es ist vorteilhaft, die Hühner nach dem Rupfen erst auf + 4° C zu kühlen, dann in einem anderen Raum bei 0 bis — 1° C in Holzkisten zum Einfrieren zu verpacken. Der Grund für diese Maßnahme ist, daß sich die von den noch warmen Hühnern ausgehende Feuchtigkeit sich auf den bereits kalten niederschlägt, wenn man frisch geschlachtete in den Kühlraum einbringt. Durch den Niederschlag aber verfärben sich die Hühner und erleiden leichter Schaden. Als Gefriertemperatur wird — 12° C angegeben. Die Kisten sollen nicht höher als 25 cm für größere Tiere und für kleinere entsprechend niedriger sein. Vor dem Einpacken sollte jedes Huhn in Wachspapier eingeschlagen werden.

Kältemaschinen.

Neues Betriebsverfahren für Kompressionskältemaschinen. (Überhitzung ohne Rückführung der Kälteflüssigkeit.) Paul Kuür. Die Kälte-Industrie, Mai 1922.

Es wird vorgeschlagen, die Rückführung der Flüssigkeit dadurch unnötig zu machen, daß die vom Kondensator kommende Flüssigkeit in Wärmeaustausch mit der im Abscheider befindlichen tritt. Dadurch wird die abgeschiedene Flüssigkeit verdampft und die vom Kondensator kommende tief unterkühlt. 2 Skizzen erläutern die Anordnung. — Abgesehen von der Frage, ob das zum Patent angemeldete Verfahren wirklich neu ist, erscheint die Anordnung insofern nicht unbedenklich, als bei zeitweilig stärkerer Flüssigkeitsabscheidung die Gefahr besteht, daß nicht alle abgeschiedene Flüssigkeit verdampft, der Abscheider sich füllt und unwirksam wird.

Krause.

Verschiedenes.

Niederbringen von Gefrierbohrlöchern von einer Arbeitskammer untertage aus. Glückauf, 58, 18, S. 538. Bericht über einen Aufsatz von Piffaut: Sondages intérieurs sous pression pour la congélation aux puits. Nr. 3 des mines de Perrecy, Rev. Ind. Min. 1922, S. 31.

Um die Rohre durch eine 14 m starke, 154 m tief liegende wasserführende Schicht führen zu können, wurde wenige Meter über der Schicht eine Arbeitskammer hergestellt, von der aus die Bohrungen mit besonderen Vorsichtsmaßregeln gegen den starken Wasserdruck vorgenommen wurden.

Bücherbericht.

(Besprechung vorbehalten.)

Dr.-Ing. Dr. Georg Forner. Der Einfluß der rückgewinnbaren Verlustwärme des Hochdruckteils auf den Dampfverbrauch der Dampfturbinen. Berlin 1922. Julius Springer. 36 Seiten. Preis M. 15.

Bekanntlich wird die Verlustwärme der ersten Stufe einer Dampfturbine in den folgenden Stufen zum Teil zurückgewonnen. Indem der Verfasser in seiner anregenden Schrift diese Verhältnisse untersucht, kommt er zu interessanten Schlüssen, von denen hier nur als wichtigste hervorgehoben seien, daß zur auch nur geringen Verbesserung des Dampfverbrauches der Gütegrad der Hochdruckstufe erheblich erhöht werden muß. Das aber bedingt eine beträchtliche Erhöhung der Herstellungskosten, so daß unter Umständen eine einfache, billige Bauart mit geringerem Gütegrad der teueren Bauart mit höherem Gütegrad aus wirtschaftlichen Gründen vorzuziehen ist.

Der Verfasser weist weiterhin nach, daß — entgegen der allgemeinen Anschauung — die Darstellung der Dampfverbrauchskurve in Abhängigkeit von der Belastung keine geraden Linien, sondern bei Drossel- und idealen Düsenregelung nach oben gekrümmte Kurven, bei gemischter Regelung wellenartige Kurven ergibt.

Turbinen mit Curtisrad und Düsen haben bei Teillasten bis nahezu Vollast stets einen geringeren Dampfverbrauch als reine Druckstufenturbinen mit Drosselregelung, selbst wenn der Gütegrad des Curtisrades erheblich geringer ist als der der Hochdruckdruckstufe der reinen Druckstufenturbine. — Die Schrift ist bestens jedem Ingenieur zu empfehlen, der als Konstrukteur oder Betriebsmann mit Dampfturbinen zu tun hat. H. D.

M. ten Bosch. Die Wärmeübertragung. Verlag Julius Springer, Berlin. Preis M. 45.

Die Theorie der Wärmeübertragung hat durch die Arbeiten von Nußelt ganz neue Wege eingeschlagen, die von Gröber[1]) in ihrem Zusammenhange dargestellt worden sind. Da aber zum Verständnis der Zusammenhänge ein erhebliches Maß von mathematischen Kenntnissen nötig ist, über das die in der Praxis stehenden Ingenieure nur selten verfügen, so ist es dankbar zu begrüßen, daß der Verfasser in dem vorliegenden, 119 Seiten starken Büchlein, die Ergebnisse der Forschung, soweit sie für den praktischen Gebrauch verwendbar sind, unter Fortlassung des schweren mathematischen Apparates, zusammengestellt hat. Noch sind alle Fragen des umfangreichen Gebietes nicht gelöst, noch muß man in vielen Fällen sich mit den alten Formeln, die nur eine grobe Annäherung darstellen, behelfen, aber in vielen Fällen kann man jetzt doch für die Vorausberechnung die wissenschaftlichen Forschungen mit Sicherheit und Nutzen anwenden. Das ist ein großer Fortschritt, gerade auch für unser Fachgebiet.

Der Verfasser verzichtet natürlich nicht überhaupt auf mathematische Entwicklungen und kann es auch nicht tun. So werden in den ersten Kapiteln die Hauptgleichungen für den Wärmedurchgang für ebene Flächen und Rohre entwickelt, der Begriff der mittleren Temperaturdifferenz und das Verfahren zur Bestimmung des Temperaturverlaufes an den Flächen und in Abhängigkeit von der Zeit, die Gesetze der Wärmestrahlung, dargestellt. Der Hauptteil ist der Darstellung der von Nußelt und anderen gefundenen Bedingungen gewidmet, von denen die Größe der Wärmeübergangszahl α abhängt. Die Abhängigkeiten werden teils in analytischer Form, teils in Kurven angegeben, und durchgerechnete Beispiele zeigen die Anwendung für den praktischen Gebrauch. Von besonderem Wert sind die Berechnungen für Luft, überhitzten Wasserdampf, Ammoniakgase, Kohlensäure, schwefelige Säure, Wasser und kondensierenden Dampf. In den durchgerechneten Beispielen findet man auf die Berechnung eines Doppelrohrkondensators für überhitzten Ammoniakdampf. Bei einer Temperatur von 80° C der eintretenden Gase, von 25° C des kondensierenden Dampfes, von 17° des austretenden Ammoniaks, von 15° C des eintretenden und 22° C des austretenden Wassers, kommen etwa 20 vH der Fläche auf den Gaskühler, 40 vH auf den eigentlichen Verflüssiger und 40 vH auf den Flüssigkeitskühler. Man erkennt, daß die Flächen des Gaskühlers mäßig, des Verflüssigers gut, des Flüssigkeitskühlers sehr schlecht ausgenützt werden. Für den Konstrukteur ergibt sich hieraus die Weisung, die Überhitzung möglichst vor der Berührung der Gase mit der Wand zu beseitigen und im Flüssigkeitskühler größere Ammoniakgeschwindigkeiten herbeizuführen. Das Büchlein ist allen rechnenden Ingenieuren warm zu empfehlen. Krause.

[1]) Die Grundgesetze der Wärmeleitung und des Wärmeüberganges. Vgl. diese Zeitschrift, 1921, S. 78.

Wirtschaftliche Nachrichten und Rechtsfragen.

Mineralöle und Fette. Bericht der Firma Sachsenöl-Gesellschaft m. b. H., Dresden, den 18. Mai 1922.

In Amerika sind Anzeigen für Preiserhöhungen auf dem Mineralölmarkt vorhanden. Die Marktlage ist entschieden als fest zu bezeichnen. — Der Ausklang der Genueser Konferenz hat in Handelskreisen verstimmend gewirkt. Das einzige Resultat ist außer dem bekannten deutsch-russischen Vertrag die Aussicht auf eine internationale Anleihe. Nur über die Bedeutung derselben für die deutsche Währung und die deutsche Wirtschaft gehen die Meinungen noch weit auseinander. Man glaubt zu mindesten, daß eine Stundung der jetzt fälligen Reparationsrate zugestanden wird. Mit Spannung wird man den Äußerungen Morgans im Anleiheausschuß in Kürze entgegensehen. Überhaupt setzt man jetzt auf Amerika die letzten Hoffnungen. — Es notieren im Großhandel per kg, verzollt, einschließlich Faß ab Dresden:

amerik. Maschinenöl-Raff., Visk. 2—20 b. 50	M. 20,50	bis	M. 37,—
amerik. Spindelöl-Raff., Visk. 2—7 b. 20	» 19,50	»	» 20,50
» Heißdampf-Zylinderöl, Flp. 260—320	» 26,50	»	» 32,—
Sattdampf-Zylinderöl, Flp. 220—240	» 20,—		
Maschinenöl-Dest., Visk. 3—11 b. 50	» 21,—	»	» 22,—
Spindelöl-Dest., Visk. 3—7 b. 20	» 19,—	»	» 20,—
Bohröl, weißlöslich	» 21,—		
Vaselinöl, weißlich, Visk. ca. 8 b. 20	» 35,—		
Putzöl, hellgelb	» 10,50		
Maschinenfett	» 24,50		
Harzöl-Wagenfett (Schwimmfett)	» 10,50		
Fischtran, dunkelbraun	» 20,—		

Beschlüsse der Ständigen Tarifkommission. In der am 16. März ds. Js. in München abgehaltenen 126. Sitzung der Ständigen Tarifkommission und des ihr beigeordneten Ausschusses der Verkehrsinteressenten sind eine Reihe von Tarifmaßnahmen beschlossen worden, von denen nachstehende Interesse beanspruchen dürften:

Zu § 9 (1) und (2) der Allgemeinen Tarifvorschriften im Teil I B, betr. Frachtberechnung für Wagenladungen nach den

Sätzen der Hauptklassen für mindestens 15000 kg, wird eine vorübergehend gültige Bestimmung aufgenommen, nach der in den Fällen, in denen die Eisenbahn Wagen von weniger als 15000 kg stellt, die Fracht nach den Sätzen der Hauptklassen mindestens für das Ladegewicht des verwendeten Wagens zu berechnen ist.

Es handelt sich um Wiedereinführung der bis zum 1. Februar ds. Js. gültig gewesenen Übergangsbestimmung, auf die angesichts des immer noch verhältnismäßig großen Bestandes an 10- und 12,5-t-Wagen zur Vermeidung von Härten zurzeit noch nicht verzichtet werden kann. Die Maßnahme tritt deshalb auch bereits am 1. April in Kraft.

2. Der Tarif für beschleunigtes Eilgut soll um 25 vH ermäßigt werden, so daß er dann um 6,66 vH billiger sein wird als der zurzeit auf der Grundlage Eilgutfracht + 60 vH erstellte Expreßguttarif.

Die Frachtberechnung für beschleunigtes Eilgut wird sich danach künftig wie folgt gestalten:

a) Bei beschleunigtem Eilstückgut wird die Fracht nach Klasse Ie nicht mehr für das doppelte wirkliche Gewicht, mindestens für 40 kg, sondern nur für das 1½fache wirkliche Gewicht, mindestens für 30 kg, berechnet.

b) Bei beschleunigtem Eilgut in Wagenladungen wird die Fracht nach Klasse A, An 10 oder An 5 nicht mehr für das Vierfache, sondern für das Dreifache des der Frachtberechnung für Frachtgut zugrunde zu legenden wirklichen, mindestens aber das nach § 9 der Allgemeinen Tarifvorschriften zu berücksichtigenden Gewichts berechnet.

c) Bei sperrigen Stückgütern, die als beschleunigtes Eilgut ausgeliefert werden, wird die Fracht künftig für das Doppelte (jetzt Dreifache) des wirklichen Gewichts, mindestens für 40 kg (jetzt 60 kg) für jede Frachtbriefsendung nach Klasse Ie berechnet.

d) Die Mindestgewichtsgrenze für außergewöhnlich lange, breite oder hohe Gegenstände, die als beschleunigtes Eilstückgut aufgegeben werden (§ 24 (1) der Allgemeinen Tarifvorschriften im Teil IB) wird von 4000 kg auf 3000 kg herabgesetzt. (Ä. D.)

3. Von der seit dem 1. Juli 1921 nach § 33a (1) der Allgemeinen Tarifvorschriften im Teil IB für alle gebrauchten Packmittel bei Aufgabe als Frachtstückgut wieder zugestandenen Frachtberechnung für das halbe Gewicht nach den Sätzen der Klasse I sollen die stark sperrigen Lattenkisten, Gemüse- und Obststeigen, Harasse, Verschläge und Gestelle in gleicher Weise wie vor dem 20. Juli 1917 ausgeschlossen werden und künftig durchweg die Fracht für das wirkliche Gewicht — aber nur nach Stückgutklasse II — zahlen. Demzufolge erhält die genannte Tarifstelle folgende Anmerkung: »Hierunter fallen Lattenkisten, Gemüse- und Obststeigen, Harasse, Verschläge und Gestelle in zerlegtem[1]) Zustande — unzerlegt nur dann, wenn die Zwischenräume zwischen den Brettern oder Latten nicht breiter sind als diese — sowie auch ineinandergesetzte Gemüse- und Obststeigen.«

4. Während jetzt die leeren Privatgüterwagen nach § 50(8) der Allgemeinen Tarifvorschriften im Teil IB frachtfrei befördert werden (außer im Falle der Einstellung oder Umstationierung), wird künftig für alle Leerläufe eine ermäßigte Fracht von M. 50 für den Wagen erhoben. Die Beförderung erfolgt mit Frachtbrief als Frachtgut unter den nachstehenden Bedingungen:

[1]) Eine offene Seite gilt nicht als Zwischenraum. Die Bretter und Latten, die eine Seite bilden, brauchen nicht voneinander getrennt zu werden, auch können drei Seiten untereinander verbunden bleiben. Die losgelösten Befestigungsmittel können der Sendung beigegeben werden, wenn sie untereiander und mit Holzteilen zusammengebunden sind. (Ä. D.)

a) Die Wagen müssen in der Spalte »Inhalt« des Frachtbriefs als »leer« bezeichnet werden.

b) In der gleichen Frachtbriefspalte hat der Absender den folgenden ausgefüllten Vermerk einzutragen: »Eingestellt bei der . . . Eisenbahn, Heimatstation . . . .«

c) Die Beförderung gegen die ermäßigte Fracht muß vom Absender im Frachtbrief durch den Vermerk »Zu befördern gegen ermäßigte Fracht« vorgeschrieben werden.

d) Bei Verlust oder Beschädigung eines leeren Privatgüterwagens haftet die Eisenbahn auf Grund des § 89 der Eisenbahn-Verkehrsordnung nur beschränkt. Die Höhe des Schadenersatzes und die Art ihrer Ermittlung richtet sich nach dem zwischen dem Einsteller des Wagens und der Eisenbahn abgeschlossenen Wageneinstellungsvertrag.

Das Wagenstandgeld für Privatgüterwagen, die auf bahneigenen Gleisen stehen, wird auf M. 20 für jeden Wagen und je auch nur angefangene 24 Stunden festgesetzt.

Wenn diese Wagen auf bahneigenen Gleisen abgestellt sind, ermäßigt sich die Gebühr auf M. 3 für den Tag und Wagen. (Ä. D.)

5. Ausschußkorkholz und Zierkorkholz (Jungfernrinde) wird aus Klasse C nach Klasse D versetzt und zur Beförderung in großräumigen offenen Wagen zugelassen.

6. Sogenannte »Thermosbaukörper« (Isolierplatten, verbunden mit Holzrahmen mit Schilfrohr und eingeschobenen Papptafeln) und »Schilfrohrleistendecken« (Rohrmatten und Thermosleistenzellen) werden in die Klasse C (bisher Klasse A) eingereiht)

Für Rohrmatten und Thermosleistenzellen werden außerdem großräumige offene Wagen zugestanden. (Ä. D.)

7. Ein Antrag, die Wagenstandgeldsätze im Nebengebührentarif zum Tarif, Teil IB, auf M. 100 für den ersten Tag, M. 150 für den zweiten Tag und M. 250 für jeden weiteren Tag zu erhöhen, wird nicht angenommen.

Nachdem der Reichsverkehrsminister inzwischen angeordnet hat, daß die vorübergehend auf vorgenannte Beträge erhöhten Standgeldsätze mit dem 31. März ds. Js. außer Kraft treten, kommen ab 1. April wieder die regelrechten Standgeldsätze mit M. 85 für die ersten 24 Stunden, M. 135 für die zweiten 24 Stunden und M. 250 für jede weiteren 24 Stunden zur Erhebung.

Die Gebühr für die Abbestellung von Wagen ermäßigt sich damit ab 1. April ebenfalls von M. 100 auf M. 85.

Die vostehend mit (Ä. D.) als »äußerst dringlich« bezeichneten Beschlüsse werden voraussichtlich am 1. Juni, die übrigen Beschlüsse erst zu einem späteren, zurzeit noch nicht feststehenden Zeitpunkt durchgeführt werden. (Aus den »Mitteilungen der Handelskammer zu Berlin«.)

Kleine Mitteilungen.

Nach Mitteilungen der englischen Fachpresse wird der **4. Internationale Kältekongreß** erst im Jahre 1924, und zwar in London stattfinden.

Patentbericht.

Patente.

Anmeldungen.

17a, 1. F. 49973. Fabrik elektrischer Maschinen und Apparate Dr. Max Levy, Berlin. Elektrischer Antrieb von Kältemaschinen. 18. 8. 21.

17a, 1. G. 53343. Luigi Galimberti, Mailand; Vertr.: Dipl.-Ing. W. Zimmerstädt, Pat.-Anw., Berlin SW 47. Rotations-Kältemaschine. 15. 3. 21. Italien 7. 1. 21.

17a, 9. B. 97705. Gebr. Bayer, Augsburg. Stopfbüchse für den Kompressor von Kältemaschinen. 10. 1. 21.

17a, 2. B. 100921. Dr.-Ing. Gg. Bergmann, Charlottenburg, Kaiserdamm 89. Kompressionskältemaschine mit mechanisch bewegtem Balgkompressor. 1. 8. 21.

17a, 8. A. 35412. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher, Wyß & Cie., Zürich, Schweiz; Vertr.: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann, Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Kälteanlage mit Kreiselverdichter. 6. 5. 21.

17a, 9. A. 35414. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher, Wyß & Cie., Zürich, Schweiz; Vertr.: H. Nähler, Dipl.-Ing., F. Seemann und Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW11. Kälteanlage mit Kreiselverdichter. 6. 5. 21.

17a, 10. R. 54317. Dipl.-Ing. Emil Riegelmann, Oberstdorf, Allgäu. Sicherheitsvorrichtung gegen Flüssigkeitsschläge im Kompressor von Kühlmaschinen. 31. 10. 21.

17a, 10. F. 49334. Philipp Fischbacher, Quinoy, V. St. A.; Vertr.: Dipl.-Ing. W. Zimmerstädt, Pat.-Anw., Berlin SW 47. Abscheider für Kompressionskältemaschinen. 22. 10. 20.

17a, 12. B. 99937. Gebrüder Bayer, Augsburg. Kondensator, insbesondere für Kleinkältemaschinen. 10. 1. 21.

17a, 14. R. 52631. Dr.-Ing. E. Rumpler, Berlin-Johannisthal. Kleinkälte-Apparat nach dem Absorptionsprinzip. 21. 3. 21.

17a, 14. S. 46547. The Seay Syndicate Limited, Manchester; Vertr.: Dr. S. Hamburger, Pat.-Anw., Berlin SW 61. Absorptionskälteverfahren. 17. 4. 17. Großbritannien 8. 6. 16.

17a, 18. G. 53853. Gesellschaft für Lindes Eismaschinen, A.-G., Wiesbaden. Verdampfer für Eisgeneratoren. 17. 5. 21.

17a, 19. S. 53568. Halleck Wager Seaman. Chikago; Vertr.: F. A. Hoppen, Pat.-Anw., Berlin SW 68. Kältemittel für Kompressionskältemaschinen. 2.7.20. V. St. Amerika 27.5.18.

17a, 19. S. 53639. Halleck Wager Seaman, Chikago, V. St. A.; Vertr.: F. A. Hoppen, Pat.-Anw., Berlin SW 68. Kältemittel für Kompressionskältemaschinen. 7.7.20. V. St. Amerika. 5.2.18.

17a, 19. S. 53640. Halleck Wager Seaman, Chikago, V. St. A. Vertr.: F. A. Hoppen, Pat.-Anw., Berlin SW 68. Kühlverfahren, bei dem als Kühlmittel Kohlenwasserstoffgase aus verschiedenen Reihen der Kohlenwasserstoffe in einer Mischung benutzt werden, deren Siedepunkt unter 20 Grad liegt. 7. 7. 20. V. St. Amerika 5. 2. 18.

17a, 23. K. 79274. Philipp Kastner, München, Thierschstr. 14. Elektrische Temperaturmessung für Kälteanlagen. 28. 9. 21.

17e, 1. L. 47904. Anton Landgräber, Hamburg, Ernst-Merck-Str. 12/14. Luftkühler. 1. 7. 18.

17e, 1. B. 101000. Gustav Buck, Lübeck, Humboldtstr. 3a. Füllkörper für Absorptions- und Reaktionstürme. 6. 8. 21.

17f, 3. L. 46662. Anton Landgräber, Hamburg, Ernst-Merck-Str. 12/14. Rieselkühler, bei dem die Rieselflächen aus unregelmäßig geschütteten zylindrischen Füllkörpern bestehen. 25. 5. 18.

17f, 11. S. 55543. Samuel Slack, Stockport, Engl.; Vertr.: Dr.-Ing. R. Geißler, Pat.-Anw., Berlin SW 11. Kühler, bei dem die zum Leiten der Kühlflüssigkeit dienenden Rohre unter Federwirkung zum Kühlbehälter stehen. 8. 2. 21. England 14. 2. 20.

17g, 3. W. 50049. Wilhelm Weber, Hayingen, Lothr.; Vertr.: E. Peitz, Pat.-Anw., Berlin SW 68. Transport- und Aufbewahrungsgefäß für flüssige Luft oder flüssige Gase. 23. 11. 17.

17g, 3. Sch. 54882. Vulkan-Gesellschaft für Hütten- und Bergwerksbedarf m. b. H., Berlin. Vorrichtung zum Füllen von Hochdruckflaschen mit flüssigen, schwer verflüssigbaren Gasen in bestimmten Mengen. 31. 3. 19.

17g, 3. L. 46884. Leopold Liße, Charlottenburg, Lietzenseeufer 6. Vakuumgefäß und Verfahren zu seiner Herstellung. 17. 7. 18.

17g, 3. S. 49906. Vulkan Gesellschaft für Hütten- und Bergwerksbedarf m. b. H., Berlin. Verfahren zur Erzeugung komprimierter Gase; Zus. z. Anm. S. 48930. 24. 3. 19.

17g, 3. R. 4?.?88. Armin Rodeck, Wien; Vertr.: R. Schmehlik und Dipl.-Ing. C. Satlow, Pat.-Anwälte, Berlin SW 61. Behälter für gepreßte Gase und Flüssigkeiten. 17. 7. 19.

Erteilungen.

17b, 2. 356615. A. Freundlich, Maschinenfabrik, Düsseldorf. Eiszelle mit allseitig umgebördelten oberen Rändern. 31. 3. 20. F. 46520.

17d, 1. 356616. Oskar Rösing, Düsseldorf, Ackerstr. 80. Kühlanlage. 8. 6. 21. R. 53197.

Löschungen.

17c. 313441. 17d. 279768. 17e. 337184. 17f. 312988. 17g. 270383, 275122, 311353, 300161, 307489, 315353, 278485.

Gebrauchsmuster. (Eintragungen.)

17b. 816864. John Batten Mitchell, London; Vertr.: A. Trautmann und H. Kleinschmidt, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Vorrichtung zur Erzeugung von Eis. 6. 1. 21. M. 68449. England 8. 8. 13 und 9. 4. 18.

Auszüge aus den Patentschriften.

17a, 2, 352244. Kleinkältemaschine. Hans Biggen in Crefeld-Bockum.

Die Zeichnung stellt einen Grundriß und einen Längsschnitt durch die Zylinderpartie dar, in der mit *a* die Zylinder, mit *b* die Antriebswelle, mit *c* die Pleuelstange und mit *e* ein exzentrischer Ring bezeichnet ist. Die Zylinder sind mit der Welle starr verbunden, so daß jede Umdrehung der Welle die Zylinder um ihren gemeinsamen Mittelpunkt mit in rotierende Bewegung setzt. Exzentrisch zu diesem Zylinderdrehpunkt ist der leicht mitlaufende Ring *e* angebracht, an dem, im selben Winkel wie die Zylinder zueinander stehen, gelenkig gefestigte Pleuelstangen *c* angeordnet sind, die an ihren Gegengelenken die Kompressor-

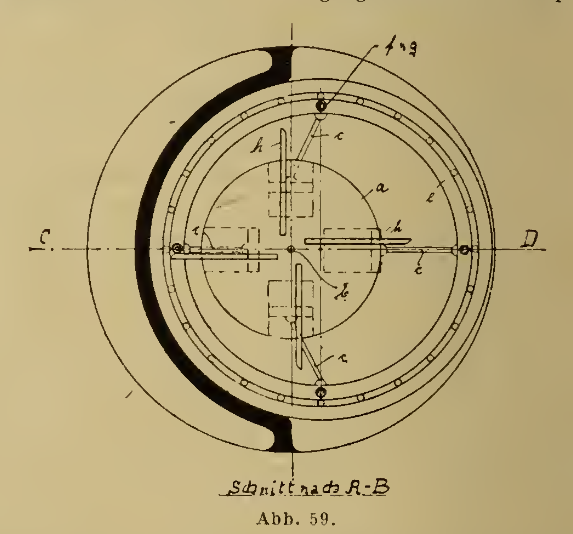


Abb. 59.

kolben führen. Um ein zwangsweises Mitlaufen des Ringes *e* zu gewährleisten, werden ein oder beliebig viele Stehbolzen *f*, die am besten mit lose laufenden Rollen *g* umkleidet sind, am Führungsring *e* derartig befestigt, daß ein oder mehrere Mitnehmer *h*, welche an den Zylindern oder an der Welle befestigt sind, das zwangsweise Mitlaufen des Ringes *e* herbeiführen, so daß z. B. bei einem vierzylindrigen Kompressor vier Mitnehmer über den Kompressorzylindern so befestigt sind, daß jedesmal vor der Auspuffstellung bis kurz nach der Ansaugeperiode ein Mitnehmer gegen den am Ring angebrachten Stehbolzen mit Gleitrollen drückt.

Druckfehlerberichtigung.

Im Zeitschriftenbericht des Heftes 5 ds. Js. ist in der Besprechung des Aufsatzes von Professor Dr. R. Plank: **Über das Verhalten gesättigter Dämpfe** ein sinnentstellender Druckfehler stehen geblieben. Es muß auf S. 91, linke Spalte, Zeile 8 von unten des betreffenden Berichtes heißen: sind positive Werte sehr unwahrscheinlich.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

7. Heft Juli 1922 29. Jahrgang

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Allgemeine Ermittlung der Kälteleistung von Kompressionskältemaschinen durch Messung der umlaufenden Menge des Kälteträgers.

(Mitteilung aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Danzig.)

Von Dipl.-Ing. Franz Weisker.

Einleitung.

Die vorliegende Arbeit[1]) will einen Beitrag liefern zur Frage der momentanen und fortlaufenden Messung der Kälteleistung. Es wurde eine allgemein brauchbare Lösung angestrebt, die einfach, praktisch und technisch genau genug ist.

Die heutigen Kühlanlagen arbeiten fast ausschließlich nach dem Kompressions-Kaltdampf-Verfahren, bei dem eine Kälteflüssigkeit ständig einen geschlossenen thermodynamischen Kreisprozeß durchläuft. Dann liegt der Gedanke nahe, die Kälteleistung zu ermitteln als das Produkt aus der spezifischen Kälteleistung, die von der Gewichtseinheit (1 kg) des Kälteträgers geliefert wird und dessen stündlich umlaufender Menge. Da die Kälteerzeugung durch Verdampfen bei konstantem Druck erzielt wird, so ist die Kälteleistung gegeben durch den Unterschied der Wärmeinhalte bei Schluß und Beginn der Verdampfung. Sie läßt sich verhältnismäßig einfach bestimmen. Die Verdampfung setzt ein mit dem Durchgang durch das Regulierventil, für den, als Drosselvorgang, der Wärmeinhalt am Anfang und Ende der gleiche ist. Da nun vor der Drosselung der Kälteträger sich in unterkühltem, flüssigem Zustand befindet, kann nach Messung der Temperatur sein Wärmeinhalt unmittelbar den Dampftabellen oder (bei CO_2) dem i/s-Diagramm entnommen werden. Auch am Ende der Verdampfung ist der Wärmeinhalt des Kältemediums leicht zu ermitteln, wenn es sich hier in schwach überhitztem Zustand befindet. Soll doch der Kompressor möglichst schon trockene oder leicht überhitzte Dämpfe ansaugen, weil diese ihrer schlechten Wärmeleitfähigkeit halber die Wandungsverluste vermindern und den Lieferungsgrad verbessern. An der Eintrittsstelle in den Kompressor muß daher die Temperatur des Kaltdampfes und der hier herrschende Druck abgelesen werden. Dann kann aus Zahlungstafeln Sättigungstemperatur, Wärmeinhalt des trocken gesättigten Dampfes und die mittlere spezifische Wärme des überhitzten Dampfes entnommen und der Wärmeinhalt auf diese Weise oder mit Hilfe einer Zustandsgleichung errechnet werden.

Um die Kälteleistung für 1 kg des Kältemediums zu erhalten, sind demnach drei Instrumente abzulesen oder deren Angaben fortlaufend zu registrieren. Es handelt sich um Unterkühlungstemperatur vor dem Regulierventil, Druck und Temperatur im Saugstutzen des Kompressors, also um Größen, die ohnedies bei jeder Anlage zur Betriebskontrolle ermittelt werden. Von diesen drei Größen hängt die Unterkühlungstemperatur in erster Linie von der Zulauftemperatur des Kühlwassers ab, die selbst innerhalb längerer Zeiträume nur geringen Schwankungen unterworfen sein wird. Der Wärmeinhalt vor dem Kompressor wird im wesentlichen durch die Überhitzung, den Unterschied zwischen Überhitzungs- und Sättigungstemperatur, beeinflußt, da der Wärmeinhalt des trocken gesättigten Dampfes sich nur wenig mit der Temperatur ändert. Um ein Maß für den Einfluß der Überhitzung zu erhalten, sei erwähnt, daß bei Ammoniak mit einem Wärmeinhalt des trocken gesättigten Dampfes von etwa 300 kcal/kg und einer mittleren spezifischen Wärme des überhitzten Dampfes $c_p = 0{,}53$ erst eine Änderung der Überhitzung um 5,7° C den Wärmeinhalt vor dem Kompressor um 1 vH ändert. Jedenfalls sind bei normalen Kühlanlagen längere Perioden mit praktisch gleichbleibender Kälteleistung pro kg des Kälteträgers vorhanden, so daß eine allzu häufige Feststellung dieses Wertes nicht notwendig sein wird. Letzteres kann außerdem sehr erleichtert werden, indem für den Betriebsbereich der jeweiligen Anlage ein Schaubild entworfen wird, das ein unmittelbares Abgreifen der zu den drei Ablesungswerten gehörigen Kälteleistung pro kg Kaltdampf gestattet.

Die Kälteleistung in kcal/kg kann also in einfacher Weise hinreichend genau gefunden werden. Dagegen ist zur Feststellung der gesamten Kälteleistung in kcal/h noch die Messung der stündlich umlaufenden Menge des Kälteträgers erforderlich, so daß die Frage der Leistungsmessung letzten Endes auf die Messung der umlaufenden Menge des Kältemediums hinausläuft.

Dieses Problem ist schon vereinzelt in der Fachliteratur behandelt worden. So hat Dörfel[1]) eine Methode vorgeschlagen, die auf unmittelbarer Volumenmessung des flüssigen Kälteträgers beruht. Letzterer treibt das in einem Meßgefäß enthaltene Quecksilber vor sich her an zwei Marken vorbei. Dadurch wird auf elektrischem Wege die Zeit abgestoppt, in der das zwischen den Marken befindliche Quecksilbervolumen

[1]) Sie entstand aus einer Anregung von Herrn Professor R. Plank, dem Vorsteher des Maschinenlaboratoriums der Technischen Hochschule Danzig. Sie wurde auch ständig durch seinen Rat und seine Mithilfe gefördert und wesentlich unterstützt durch einen namhaften Betrag, den der deutsche Kälteverein zur Verfügung stellte, wofür den Genannten gleich an dieser Stelle der wärmste Dank des Verfassers ausgesprochen sei.

[1]) Dörfel, Zeitschr. f. d. ges. Kälteindustrie 1908, Heft 1.

verdrängt wurde. Die ganze Anordnung ist ziemlich voluminös, wegen der erheblichen Quecksilbermengen kostspielig und erfordert sorgfältige Bedienung. Sie dürfte deshalb nur für Laboratoriumszwecke in Betracht kommen, zumal sie für fortlaufende, automatische Anzeige nicht geeignet ist.

Sehr eingehend hat sich auch die American Society of Refrigerating Engineers[1]) mit der Frage der Mengenmessung des Kälteträgers beschäftigt. Nach eingehender Untersuchung aller Meßmethoden kommt der Referent Fisher in seinem Vortrag zu dem Ergebnis, daß für Kälteanlagen die Messung mittels Ponceletöffnung am geeignetsten sei. Letztere ist offenbar die billigste Type. Die dünne Scheibe läßt sich bequem zwischen zwei Flanschen einbauen und rasch auswechseln. Sie wird wenig von Wirbelung beeinflußt, ist unempfindlich gegen Schmutz und wird bei Herstellung aus geeignetem Metall auch nach langem Gebrauch nicht angegriffen.

Zur Frage, an welcher Stelle des Kreislaufes die Meßöffnung einzuschalten sei, kommt Fisher zu dem Schluß, daß dies nur dort geschehen dürfte, wo der Kälteträger gasförmig und überhitzt ist. Denn hier kann das spezifische Gewicht einwandfrei ermittelt werden. Zur Wahl zwischen Saug- und Druckleitung zieht Fisher den Einbau in die Saugleitung vor. In der Diskussion wird zum Ausdruck gebracht, daß eine Messung im flüssigen Zustand wegen der Nähe des Verdampfungspunktes wohl nicht angängig sei. Als Druckanzeiger wird eine Schwimmerglocke mit veränderlicher Wandstärke (Ledoux-Glocke) vorgeschlagen. Eine durch eine Stopfbüchse durchgeführte dünne Stange überträgt die Druckangabe nach außen. Praktische Ergebnisse über diese Art der Messung liegen bisher nicht vor. Da der durch die Meßöffnung erzeugte Druckabfall aber einen Verlust bedeutet, so wird man ihn so klein wie möglich halten müssen. Dann werden jedoch die den Schwimmer verstellenden Kräfte gering, was namentlich bei Verwendung einer Stopfbüchse zu Ungenauigkeiten führen kann. Schließlich ist zu berücksichtigen, daß bei wechselnder Durchflußmenge und Dichte erstere auch in verschiedener Weise von dem erzeugten Druckunterschied abhängig ist, so daß variable Korrekturen notwendig sind. Vor allem sei darauf hingewiesen, daß eine Mündungsmessung im gasförmigen Zustand hinsichtlich Druckentnahme und Vermeidung von Wirbelung stets große Sorgfalt erfordert und jedenfalls nur dann vorgenommen werden sollte, wenn eine andere Möglichkeit nicht besteht. Bei der Messung in der Saugleitung dicht vor dem Kompressor stört noch das durch die Kolbenbewegung hervorgerufene ungleichförmige Strömen des Kaltdampfes. Um diesem Übel zu steuern, schlägt Fisher selbst die Einschaltung von Windkesseln vor, wodurch aber der Hauptvorteil der Mündung, einfacher Einbau zwischen zwei Flanschen, illusorisch wird.

[1]) American. Soc. of Refrigerating Engineers Journal, Maiheft 1920.

In der vorliegenden Arbeit soll nun eine andere Art der Mengenmessung des Kältemediums vorgeschlagen und ihre Brauchbarkeit für den bei Kompressionskältemaschinen am häufigsten anzutreffenden Kälteträger, das Ammoniak, durch Versuche eingehend belegt werden. Es handelt sich um eine indirekte Strömungsmessung des in flüssigem Zustand befindlichen Kältemittels, bei welcher der die Strömungsgeschwindigkeit im Querschnitt einer scharfkantigen Mündung erzeugende Druckunterschied durch Federmanometer zur Anzeige gebracht wird. Im einzelnen haben wir folgendes Bild. Will man die Möglichkeit haben, in jedem Moment die gerade umlaufende Menge des Kältemediums feststellen zu können, so muß irgendeine mit der Strömungsgeschwindigkeit zusammenhängende Erscheinung gemessen werden. Hierzu eignet am besten, wie es auch der vorher erwähnte amerikanische Referent angab, der durch Einschalten von irgendwelchen Öffnungen hervorgerufene Druckabfall. Der Zusammenhang zwischen diesem Druckunterschied Δp oder der ihm gleichwertigen Flüssigkeitshöhe H_a und der Durchflußmenge G_a ergibt sich aus folgendem, wenn wir noch die Erdbeschleunigung mit g und das spezifische Volumen der Flüssigkeit beim Durchfluß mit v' bezeichnen. Zunächst ist die theoretische Durchflußmenge $G_{th} = \frac{f}{v'} \cdot \sqrt{2\,g\,H_a} = f \cdot \sqrt{\frac{2\,g\,\Delta p}{v'}}$. Die wirkliche Durchflußmenge G_a ist kleiner, was durch eine Durchflußzahl $\mu = \frac{G_a}{G_{th}}$ berücksichtigt wird. Mithin ist die in der Zeiteinheit durch die Mündung vom Querschnitt f hindurchgehende Gewichtsmenge des Kälteträgers:

$$G_a = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2\,g \cdot \Delta p}{v'}}.$$

Außer durch die örtliche Konstante g und den Mündungsquerschnitt f wird somit G_a bestimmt durch die Größen Δ_p, μ und v'. Hierin ist Δ_p stets unmittelbarer Messung zugänglich. Die Durchflußzahl μ ist von gewissen Eigenschaften des Mediums und der Öffnung sowie auch von der Strömungsgeschwindigkeit abhängig. Dieser Zusammenhang läßt sich aber experimentell bestimmen und in Schaubildern zur bequemen Darstellung bringen. Die Größe v' endlich ist überhaupt nur dann einwandfrei zu ermitteln, wenn das strömende Medium sich in flüssigem oder überhitztem Zustand befindet. Im Gegensatz zu dem früher erwähnten Vorschlag von Fisher, die Messung im überhitzten Gebiet vorzunehmen, was sich als wenig günstig erwiesen hatte, wird hier das flüssige Kältemedium der Messung unterzogen. Das Meßorgan wird kurz vor dem Regulierventil in den Kreisprozeß eingeschaltet aus der Überlegung heraus, daß an dieser Stelle der Kälteträger nicht nur flüssig sondern, von Ausnahmefällen abgesehen, sogar unterkühlt ist. Dann kann nämlich rein theoretisch der Druck bis auf den der Unterkühlungstemperatur t_u entsprechenden Sättigungsdruck p_u abgedrosselt werden, ohne daß ein Ver-

dampfen zu befürchten wäre. Es dürfte also durch die Meßöffnung ein Druckabfall Δp_{max} hervorgerufen werden, der gleich dem Unterschied zwischen diesem Sättigungsdruck p_u und dem Kondensationsdruck p ist. Legen wir die in den »Regeln für Kälteanlagen«[1]) als normal angesehenen Werte Kondensatortemperatur $t = + 25^0$ C und Unterkühlungstemperatur $t_u = + 12^0$ zugrunde, so sind die diesen entsprechenden Größen p, p_u und Δp_{max} für die drei gebräuchlichste Kälteträger:

	SO_2	NH_3	CO_2
p in at abs.	3,96	10,22	65,4
p_u in at abs.	2,53	6,71	48,1
Δp_{max} in at . . .	1,43	3,51	17,3

Die zulässigen Δp_{max} sind also, namentlich bei Ammoniak und Kohlensäure, ziemlich beträchtlich und können nahezu voll zur Messung herangezogen werden. Denn der durch die Meßmethode bedingte Druckabfall bringt keinen Verlust neu in den Prozeß hinein, da die Meßöffnung lediglich einen Teil der sonst vom Regulierventil allein besorgten Drosselung übernimmt. Die Größe des zur Messung verfügbaren Druckgefälles wird daher nur begrenzt durch die Bedingung, daß ein Verdampfen des Kälteträgers sicher vermieden wird. Die großen Druckuntersehiede bringen den weiteren Vorteil mit sieh, daß sie von einem Differentialfedermanometer bequem und übersiehtlieh zur Anzeige gebraeht werden können. Aueh üben dann Wirbelung und Art der Druckentnahme keinen Einfluß aus, während sie bei der mit kleinen Druckdifferenzen arbeitenden Messung im gasförmigen Zustande große Sorgfalt verlangten. Durch den Einbau des Meßorgans kurz vor dem Regulierventil wird bei dem üblichen Betrieb mit Kolbenkompressoren noch erreicht, daß an dieser Stelle das hubweise Auffüllen der Druckleitung durch den vorgeschalteten Kondensator schon ausgeglichen ist, hier also eine gleichmäßige Fließgeschwindigkeit herrscht und ein Windkessel entbehrlich wird. Schließlich ist das spezifische Volumen v' des flüssigen Kälteträgers, das noch zur Ermittlung von G_a notwendig war, genau bekannt und nur in geringem Maße veränderlich, zumal es allein von der wenig schwankenden Unterkühlungstemperatur abhängt. Wenn wir nun noch vorwegnehmen, was erst die späteren Versuche zeigen, daß nämlich bei höheren Druckunterschieden (etwa $\Delta p > 1$ at) die Durchflußzahl μ von der Größe der Druckdifferenz unabhängig ist, so werden die Beziehungen außerordentlich vereinfacht und verdichten sich zu folgendem Ergebnis:

Bei einer Kältemaschinenanlage mit nahezu konstanter Unterkühlungstemperatur ist die umlaufende Menge des Kälteträgers proportional der Wurzel aus dem von der Meßöffnung erzeugten Druckabfall.

$$G_a = \text{const} \sqrt{\Delta p}.$$

Daher kann ein Differentialmanometer nach stündlichen Mengen des Kältemediums geeicht werden und zu deren jederzeitigen Angabe dienen. Soll fortlaufend registriert werden, so ist die durch die Abhängigkeit von einem Wurzelwert gegebene ungleichmäßige Skalenteilung störend. Sie könnte durch irgendeins der bei den ähnlichen Mündungsdampfmessern gebräuchlichen Mittel[1]) beseitigt werden. Dann würde bei Kompressionskälteanlagen die Aufzeichnung der umlaufenden Menge des Kälteträgers im Verein mit den Temperaturkurven für Verdampfer, Unterkühlung und Eintritt in den Kompressor ein anschauliches Betriebsbild über die jeweils gelieferte Kälteleistung geben.

Da bei dieser Meßmethode der Druckverlust[2]) keine Rolle spielt, so kommen für die Wahl des eigentlichen Meßorgans nur die Gesichtspunkte einfacher und billiger Herstellung, Zuverlässigkeit und bequemer Einbau in Frage. Dies führt zu dem gleichen Ergebnis, das Fisher vorgeschlagen hatte, zur scharfkantigen Mündung. Ihr wesentlicher Vorteil beim Einbau ist der, daß sie leicht und rasch zwischen zwei Flanschen eingeschoben werden kann, sich also nicht nur zur dauernden Kontrolle, sondern auch zum Zweck gelegentlicher Leistungsversuche vorzüglich eignet.

Nachdem bisher die angegebene Meßmethode allgemein theoretisch entwickelt wurde, soll nunmehr ihre praktische Brauchbarkeit für den wichtigsten Kälteträger, das Ammoniak, näher durch Versuche dargetan werden. Vor allem ist festzustellen, ob die Mengenmessung einer Flüssigkeit in der Nähe ihres Verdampfungspunktes auf Schwierigkeiten stößt und danach, welche Größe und Abhängigkeit die Durchflußzahl $\mu = \frac{G_a}{f} \sqrt{\frac{v'}{2g \cdot \Delta p}}$ bei verschiedenen Öffnungen und Strömungsverhältnissen besitzt.

I. Versuche an einer Ammoniak-Kühlanlage.

Es wurden zunächst Versuche an der im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Danzig aufgestellten Ammoniak-Kühlanlage ausgeführt, die in der Dissertation von W. Fischer[3]) näher beschrieben ist, weshalb hier davon abgesehen wurde. Aus der Fischerschen Arbeit hatte sich ergeben, daß mit dieser Anlage bei überhitztem Kompressorgang umlaufende Ammoniakmengen von 30 bis 120 kg/h erreicht werden konnten. Es fragt sich jetzt, welche Durchmesser

[1]) Zeitschr. f. d. ges. Kälteindustrie 1922, Heft 4.

[1]) Vgl. Gramberg, Technische Messungen. 4. Aufl. Springer, Berlin. 1920. S. 242 ff.

[2]) Im Januarheft des American Soc. Refrigerating Engineers Journal 1922 werden Leistungsversuche beschrieben, bei denen zur Messung der umlaufenden Menge des flüssigen Ammoniaks ein Venturirohr mit Quecksilbermanometer benutzt wird. Nach dem Gesagten dürfte die Verwendung eines Venturirohrs, das sonst wegen seines geringen Druckverlustes beliebt ist, in diesem Falle unzweckmäßig sein, zumal es eine große Baulänge erfordert.

[3]) W. Fischer, Untersuchungen an einer Ammoniak-Kältemaschine unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses des Kühlwassermantels am Kompressor. Dissertation Danzig 1919 und Zeitschr. f. d. ges. Kälteindustrie 1920, S. 99.

dementsprechend für die kreisförmigen Meßöffnungen zu veranschlagen waren. Der Ausdruck für G_a lautete:

$$G_a = \mu \cdot f \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta p}{v'}}.$$

Drückt man nun aus:

f in mm², Δp in at,
G_a in kg/h, v' in l/kg

und setzt für g den örtlichen Wert 9,815 m/s² ein, so wird

$$f = 0{,}01983 \cdot \frac{G_a}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{v'}{\Delta p}}.$$

Unter Annahme der »normalen« Unterkühlungstemperatur von $+12^0$ C wird $v' = 1{,}608$ l/kg. Die Durchflußzahl μ wurde schätzungsweise zu 0,6 angenommen gemäß den Ausflußzahlen für Wasser, die Schneider[1]) durch Extrapolation seiner Versuchszahlen bei großen Ausflußhöhen gefunden hat. Schließlich dürfte mit Rücksicht auf die Genauigkeit der Druckanzeige, die später noch eingehender erläutert wird, der kleinste Druckunterschied mit $\Delta p_{min} = 1$ at anzusetzen sein. Dann ist für die kleinste Ammoniakmenge von 30 kg/h ein Durchmesser der Mündung von $d_I = \sim 1{,}3$ mm erforderlich.

Nach Zahlentafel I läßt sich für mittlere Verhältnisse ein höchster Druckunterschied $\Delta p_{max} = 4$ at noch gut erreichen, so daß sich der Meßbereich von 1 bis 4 at erstreckt. Da die Ammoniakmengen den Quadratwurzeln aus den Druckdifferenzen proportional sind, so vermag also dieselbe Mündung Mengen vom einfachen bis zum doppelten Betrage zu messen. Für den Meßbereich 30 bis 120 kg/h würden also zwei Mündungen gerade ausreichen. Um jedoch ein Übergreifen der Messungen zu erzielen, ist noch eine dritte notwendig. Der ganze Bereich wird nun zweckmäßig auf die drei Mündungen gleichwertig verteilt, wodurch die Durchmesser der Mündungen II und III werden:

$$d_{II} = \sim 1{,}8 \text{ mm}$$
$$d_{III} = \sim 2{,}3 \text{ mm}.$$

Die Durchmesser der hiernach hergestellten Mündungen wurden mittels Teilmaschine jeweils für drei um 60⁰ versetzte Achsen ermittelt. Zur Kontrolle etwaiger Veränderungen oder Beschädigungen wurde die Messung öfters wiederholt. Es wurden folgende mittlere Durchmesser für die drei Mündungen gefunden:

$$d_I = 1{,}285 \text{ mm}$$
$$d_{II} = 1{,}680 \text{ mm}$$
$$d_{III} = 2{,}195 \text{ mm}.$$

Danach sind die Querschnitte:

$$f_I = 1{,}297 \text{ mm}^2$$
$$f_{II} = 2{,}217 \text{ mm}^2$$
$$f_{III} = 3{,}784 \text{ mm}^2.$$

[1]) A. Schneider, Die experimentelle Bestimmung der Ausflußkoeffizienten von Ponceletöffnungen für Wasser und Kochsalzsole und Erörterung des inneren Zusammenhanges der Koeffizienten. Dissertation, Danzig 1915, und Mitteilungen über Forschungsarbeiten des V. d. I., Heft 213.

Um die Meßscheiben in den Packungsraum der Flanschen unterbringen zu können, mußte ihr Außendurchmesser zu 30 mm gewählt werden. Ihre Stärke betrug durchschnittlich 2,5 mm. Der Einbau der Mündungen vor dem Regulierventil erfolgte anfangs zwischen zwei Flanschen, indem beiderseits Ringe aus Idealgummi zur Abdichtung dienten. Diese Anordnung bewährte sich prinzipiell sehr gut, führte jedoch bei der untersuchten verhältnismäßig kleinen Anlage zu gewissen Unzuträglichkeiten. War nämlich der Dichtungsring, der ja nur 30 mm Außendurchmesser besitzt, nicht ganz sorgfältig eingebaut worden, so schob sich beim Anpressen seine innere Öffnung leicht exzentrisch vor die Meßöffnung oder bildete eine Art Mundstück,

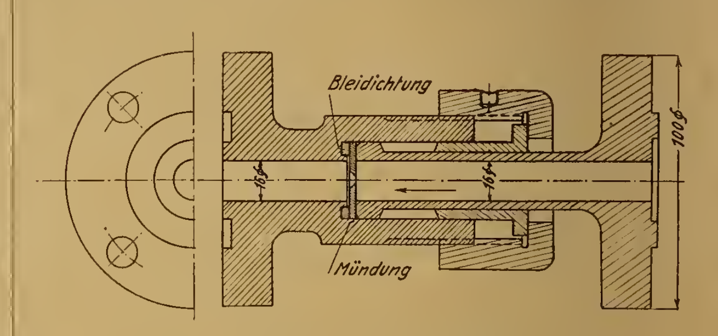


Abb. 60. Einbau der Mündung.

was in krassen Fällen natürlich die Messung beeinflussen konnte. Weiterhin wurde das weniger nachgiebige Blei als Dichtungsmaterial benutzt. Um aber überhaupt von der Sorgfalt des Einbaus unabhängig zu sein, wurde für die Versuchszwecke mit ihrem häufigen Wechsel der Mündungen die Unterbringung der Meßöffnung in einem besonderen Rohrstück (Abb. 60) vorgezogen.

Zahlentafel 1.

Die zur Mündungsmessung maximal zulässigen Druckunterschiede Δp_{max} bei verschiedenen Kondensator- und Unterkühlungstemperaturen für Ammoniak.

Kondensatortemp. °C	Unterkühlungstemperatur in °C						
	+ 10	+ 12	+ 15	+ 20	+ 25	+ 30	+ 35
+ 20	2,47	2,03	—	—	—	—	—
+ 25	3,95	3,51	2,80	—	—	—	—
+ 30	—	—	4,47	3,15	1,67	—	—
+ 35	—	—	—	5,02	3,54	1,87	—
+ 40	—	—	—	—	5,63	3,96	2,09

Da zur direkten Messung des Druckunterschiedes Δp ein Differentialmanometer nicht zur Verfügung stand, so wurde in einiger Entfernung vor und hinter der Meßöffnung je ein Manometer an einem *T*-Stück angeschlossen. Beide waren die üblichen Betriebsinstrumente. Sie wurden öfters mittels Kolbenpresse geeicht. Da ihre Skala nur in Fünftel at eingeteilt war, wurde mit Rücksicht auf die Meßgenauigkeit nur 1 at als kleinster Wert für Δp zugelassen, wenngleich nur die Quadratwurzel aus der Druckdifferenz in die Rechnung eingeht.

Um kontrollieren zu können, ob beim Passieren der Meßöffnung ein Verdampfen des Ammoniaks eintrat, wurde nicht nur vor der Mündung die Unterkühlungstemperatur t_u sondern auch in einiger Entfernung dahinter die Temperatur t_3 gemessen.

Außerdem wurden noch folgende charakteristische Temperaturen des Ammoniaks mit den Bezeichnungen nach Fischer (a. a. O.) abgelesen:

t_1 beim Austritt aus dem Kompressor,
t_2 vor Eintritt in den Kondensator,
t_4 hinter dem Regulierventil,
t_6 beim Eintritt in den Verdampfer,
t_7 beim Austritt aus dem Verdampfer,
t_{10} beim Eintritt in den Kompressor.

Da beim Eintritt in den Verdampfer schon die Sättigungstemperatur t_0 erreicht ist, so ist $t_6 = t_0$. Zur Kontrolle von t_6 wurde noch die in der Saugleitung herrschende Sättigungstemperatur t''_9 durch Ablesung am Saugmanometer ermittelt. Der Druck p an dem Manometer vor dem Meßorgan hinter dem Kondensator wurde gleichzeitig als Kondensatordruck angesehen.

Von den die Durchflußzahl $\mu = 0{,}01983 \frac{G_a}{f} \sqrt{\frac{\Delta p}{v'}}$ bestimmenden Größen konnten nach der bisherigen Erläuterung f, Δp und v' (als $f(t_u)$) schon ermittelt werden. Es fehlte nur noch die wichtige Größe G_a. Diese kann einmal stets mit Hilfe der Kondensatorleistung kalorimetrisch gefunden werden, da das Ammoniak überhitzt in den Kondensator eintritt und ihn in unterkühltem Zustand verläßt, wodurch in beiden Fällen der Wärmeinhalt eindeutig festliegt. Zur Bestimmung der Kondensatorleitung wurde die Kühlwassermenge an einem geeichten Wassermesser fortlaufend gezählt und die Kühlwassertemperatur bei Ein- und Austritt gemessen. Die gleichen Messungen wurden zur Errechnung der Kompressormantelkühlung am Verdichter vorgenommen, der auch indiziert und dessen Drehzahl mittels Tourenzählers bestimmt wurde. War doch zur Versuchskontrolle ursprünglich die Aufstellung einer Wärmebilanz unter gleichzeitiger Messung der Kälteleistung beabsichtigt gewesen, zu der die Kompressorwerte notwendig waren. Bei den Versuchen zeigte sich aber, daß die Kompressorventile wegen der stark abgenutzten Führungen leicht eckten und dann in fast regelmäßiger Folge hängen blieben. Dieses unnormale Arbeiten des Kompressors hätte nur durch Beschaffung neuer Ventile beseitigt werden können. Es hatte aber auf die Versuche selbst keinen Einfluß, da ja der Kompressor hierbei nur als Mittel zum Durchtreiben bestimmter Ammoniakmengen diente. Deshalb wurde späterhin auf die Kompressorwerte gänzlich verzichtet und damit von der Aufstellung einer Wärmebilanz abgesehen. Dieses ist umso weniger bedauerlich, als die Wärmebilanz aus einer Gegenüberstellung einer Anzahl zum Teil für den Versuchszweck gar nicht interessierender Größen besteht, unter denen noch die unsicheren Strahlungswerte mit in den Kauf genommen werden müssen. Als Ersatz bietet eine weit bessere Kontrolle die doppelte Bestimmung der umlaufenden Ammoniakmenge, die bereits aus der Kondensatorleistung zu errechnen war. Sie kann ferner, wie eingangs der Arbeit erwähnt wurde, aus der Kälteleistung gefunden werden, sobald die Verdampfung des Ammoniaks bis in das überhitzte Gebiet getrieben wird. Es wurde nun so gearbeitet, daß nicht nur im Saugstutzen des Kompressors sondern schon beim Austritt aus dem Verdampfer schwache Überhitzung vorhanden war. Dies ist natürlich vom ökonomischen Standpunkt aus zu verwerfen, da es der Forderung nassen Arbeitens im Verdampfer zur Erzielung guten Wärmeübergangs und tiefer Abkühlungstemperaturen widerspricht. Es war aber versuchstechnisch insofern begründet, als hierdurch das unsichere Glied der Einstrahlung in die Saugleitung fortfallen und die umlaufende Menge G_a aus der reinen Verdampferleistung errechnet werden konnte. Naturgemäß mußte ohne Flüssigkeitsabscheider gearbeitet werden, damit die gleiche Menge des Kälteträgers Kondensator und Verdampfer durchlief.

Für die Untersuchung wurde entsprechend den »Regeln[1]) für Leistungsversuche an Kälteanlagen« als zuverlässigste Methode der Solezirkulationsversuch im Beharrungszustand angewandt.

Die umlaufende Chlormagnesiumsole wurde teils durch Dampf, teils durch feinregulierbare elektrische Heizkörper so angewärmt, daß die Soletemperatur im Verdampfer konstant blieb, was sich nach einiger Übung für längere Zeit genau aufrechterhalten ließ. Um die Nettokälteleistung bestimmen zu können, wurden die Temperaturen der ein- und austretenden Sole, t_{se} und t_{sa}, abgelesen. Die Messung der umlaufenden Solemenge erfolgte mittels Ausfluß durch eine Ponceletöffnung aus einem Meßgefäß, für das die Solehöhe über der Mitte der Öffnung abzulesen war. Mittels Aräometers mußte noch vor jedem Versuch das spezifische Gewicht der Sole bei $+15^0$ C ermittelt werden.

Als allgemeine Größen wurden schließlich noch Barometerstand b und Raumtemperatur t_R bestimmt.

Hier seien noch kurz einige Richtlinien gestreift, die zur Erzielung möglichst genauer Ergebnisse einzuhalten waren. Bei Veränderung der umlaufenden Menge G_a sollte das Ammoniak soweit als angängig den gleichen und völlig identischen, thermodynamischen Kreisprozeß innehalten. Dadurch wird erreicht, daß solche Fehler, die nicht auf ungenauer Ablesung oder Messung beruhen, sondern die irgendwie prinzipieller Natur sind, wie z. B. die Übertragung der Zahlentafelwerte auf das wirklich benutzte, nie ganz reine Ammoniak, das Ergebnis stets nur in gleichem Maß fälschen. Ähnlich wird bei der Nettokälteleistung zu verfahren sein, die als Produkt aus Menge, Temperaturdifferenz und spezifischer Wärme der Sole gewonnen wird. Hier wird man zweckmäßig die verschiedenen Leistun-

[1]) a. a. O.

gen durch alleinige Änderung der zuverlässig und unmittelbar erhaltenen Temperaturdifferenz bewirken. In unserem Fall bedeutet dies, daß stets eine gleichkonzentrierte Sole dieselbe Ponceletöffnung bei gleichbleibender Ausflußhöhe passieren müßte. Man macht sich dadurch von den Gesetzen frei, denen diese Faktoren bei Änderung unterworfen sind. Dann kann beispielsweise die zur Auswertung benutzte, nicht ganz korrekte Übertragung der für Kochsalz gefundenen Ausflußzahl[1]) auf Chlormagnesiumsole das Ergebnis immer nur mit dem gleichen prozentualen Fehler belasten. Der Forderung gleicher Beschaffenheit der Sole konnte bei den Versuchen leider nicht genau nachgekommen werden, da nicht genügend Chlormagnesium zur dauernden Erhaltung der Anfangskonzentration zur Verfügung stand. (Schluß folgt.)

Ein Beitrag zur Theorie der Luftverflüssigung nach Linde und Claude.

Von Dipl.-Ing. Artur Seligmann. (Fortsetzung.)

3. Die Maschine von Claude.

a) Kurze grundsätzliche Beschreibung.

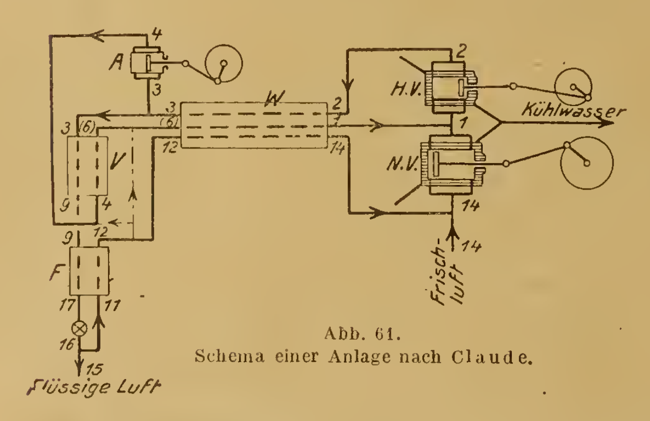


Abb. 61. Schema einer Anlage nach Claude.

Die Wirkungsweise der Maschine von Claude sei an Hand der schematischen Skizze, Abb. 61, ebenfalls soweit beschrieben, als es zur Erklärung der Bezeichnungen notwendig ist.

Die Luft wird vom Zustande *1* (p_1, $T_1 = 290^0$) durch den Hauptverdichter *HV* isotherm auf p_2 verdichtet; dabei wird die Wärme Q_h an das Kühlwasser abgegeben und die Arbeit $\frac{a_h}{J}$ verbraucht. Dann gibt die Luft im Gegenströmer *W* die Wärme Q_{23h} bei gleichem Drucke ab und gelangt so auf Zustand *3*; der größte Teil tritt nun in den Ausdehnungszylinder *A* und dehnt sich adiabatisch auf Zustand *4* aus ($p_4 = p_1$, $T_4 < T_3$), dabei wird die Arbeit $\frac{a_a}{J}$ geleistet und nach außen abgegeben. Im Verflüssiger nimmt nun die Luft bei gleichem Drucke Wärme auf, sie verläßt ihn etwa mit Zustand 6, tritt nun in den Hauptwärmeaustauscher, wo sie von der ihr entgegenströmenden Hochdruckluft Wärme bei gleichem Drucke aufnimmt, gelangt hierdurch wieder auf Zustand *1*, mit welchem sie vom Hauptverdichter angesaugt wird, um den Kreislauf von neuem durchzumachen.

[1]) Vgl. den Schluß der Arbeit.

Ein kleinerer Teil der Hochdruckluft ist jedoch vor dem Eintritt in den Ausdehnzylinder abgezweigt worden, er befand sich im Zustande *3*. Er wird zum Verflüssiger *V* geleitet, dort gibt er an die entspannte Luft so viel Wärme ab, daß er verflüssigt wird, Zustand *9* ($p_9 = p_3$, $y_9 = 1$). Die Flüssigkeit wird dann im Flüssigkeitsnachkühler *F* unterkühlt (*17*); hierauf wird sie im Drosselventil *D* auf 1 at heruntergedrosselt, dabei verdampft ein Teil (*16*) die verbleibende Flüssigkeit wird als gewünschtes Endprodukt abgezogen, Zustand *15*. Der Dampf (*11*) wird durch den Nachkühler *F* geleitet, wo er sich unter gleichem Drucke auf $T_{12} = T_9$ erwärmt. Jetzt geht er durch den Wärmeaustauscher, worin er sich bis Zustand *14* erwärmt ($T_{14} = T_1$), darauf wird er vom Nebenverdichter *NV* angesaugt und isotherm auf Zustand *1* verdichtet; außerdem muß der Nebenverdichter natürlich ebensoviel Frischluft mit ansaugen, als Flüssigkeit bei *15* entnommen wird. Am Saugstutzen des Hauptverdichters vereinigt sich die Luft des Nebenkreislaufes wieder mit der des Hauptkreislaufes.

Es ist dabei noch folgendes zu bemerken: In der Praxis wird die flüssige Luft meistens (d. h. für die Sauerstoffgewinnung) nicht unter Atmosphärendruck gewünscht; vielmehr drosselt man weniger stark und entnimmt sie mit p_1, dann ist natürlich $p_{12} = p_4$ und die besondere Leitung zwischen *12* und *14* erübrigt sich, es kann die Rückführung der Dämpfe in einer der beiden strichpunktiert angedeuteten Weisen erfolgen und der Nebenverdichter hat lediglich Frischluft zu fördern. Da wir unserem Vergleiche jedoch als einheitlichen Maßstab die Gewinnung von flüssiger Luft unter Atmosphärendruck zugrunde legen wollten, so müssen wir die zuerst beschriebene Betriebsweise annehmen.

b) Verfolgung des Verfahrens an Hand der Schaubilder.

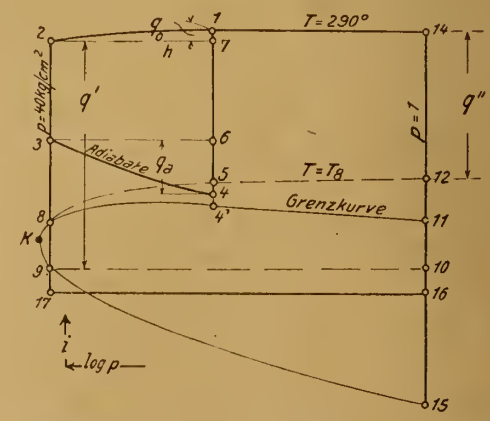


Abb. 62. Drosselbild des Claude-Prozesses Nr. 4 auf Zahlentafel 11.

Auf dem maßstäblichen Drosselbilde, Abb. 62, ist der eben beschriebene Prozeß eingezeichnet, und zwar ist $p_2 = 40$ und $p_1 = 8\ \mathrm{kg/cm^2}$ gewählt, ein

Beispiel, das Claude selber in seinem Buche (S. 181) behandelt.

Wir gehen ganz analog vor, wie wir es bei der Maschine von Linde getan hatten.

Zunächst müssen wir uns einen Augenblick mit der Flüssigkeitsunterkühlung befassen. Wird die unterkühlte Flüssigkeit vom Zustande *17* auf 1 at gedrosselt, so entsteht ein Gemisch von y_1 kg Flüssigkeit, welche, für sich allein betrachtet, den Zustand *15* repräsentieren würde, und $(1 - y_1)$ kg Dampf, der nach seiner Trennung von jener dem Zustande *11* entspricht. Man verlängere nun die Isotherme, welche dem Sättigungsdrucke $p_8 = p_2$ entspricht; sie schneidet die Atmosphärenlinie im Punkte *12*. Dann ist es klar, daß die Kälte des unter Atmosphärendruck stehenden Luftdampfes gerade soweit zur Unterkühlung der höher gespannten Flüssigkeit angewendet werden kann, bis er sich auf die Sättigungstemperatur jener überhitzt hat, d. h. also Zustand *12* erlangt hat. Also muß sein

$$(1 - y_1) \cdot (i_{12} - i_{11}) = i_9 - i_{17} = i_{10} - i_{16} = i_{10} - [i_{11} - y_1 \cdot (i_{11} - i_{15})] \quad (28)$$

Hieraus

$$y_1 = \frac{i_{12} - i_{10}}{i_{12} - i_{15}} \quad \ldots\ldots \quad (28\,a)$$

y_1 liegt also fest, sobald p_2 bestimmt ist; Zähler und Nenner des Bruches sind aus dem Schaubilde leicht abzugreifen.

In dem gezeichneten Falle der. Drosselung von 40 auf 1 kg/cm² ergibt sich z. B. $y_1 = 0{,}371$. Es wäre noch zu erwägen, ob sich nicht durch zweistufige Drosselung ein Vorteil bieten könnte. Drosselt man von 40 auf 8 kg/cm², so ergibt sich y_8 zu 0,466; scheidet man nun die Flüssigkeit ab und drosselt nur diese weiter, so wird $y_1' = 0{,}750$; man erhält also insgesamt von jedem kg Hochdruckflüssigkeit $0{,}466 \cdot 0{,}750 = 0{,}35$ kg Flüssigkeit von Atmosphärendruck, das ist etwas weniger als bei einstufiger Drosselung. Während man aber damals $1 - 0{,}371 = 0{,}629$ kg Luft wieder im Nebenverdichter von 1 auf 8 kg/cm² zu verdichten hatte, braucht man jetzt nur $0{,}466 \cdot (1 - 0{,}750) = 0{,}116$ kg zu verdichten, während $(1 - 0{,}466) = 0{,}534$ kg auf Mitteldruck erhalten bleiben. Es bedürfte einer genauen Untersuchung von Fall zu Fall, welche Anordnung vorteilhafter wäre; groß können die Unterschiede nie werden und außerdem hat die Frage für die Praxis um deswillen wenig Bedeutung, weil, wie schon oben erwähnt, die Luft meistens nicht auf Atmosphärendruck heruntergedrosselt wird. Wir können uns jedenfalls bei unserem Vergleiche mit der Annahme einstufiger Drosselung begnügen, ohne dadurch dem Verfahren von Claude ein wesentliches Unrecht zu tun.

Betrachten wir nun die Wärmebilanz der Claude-Anlage:

Wir bezeichnen wieder das Gewichtsverhältnis der vom Nebenverdichter zu der vom Hauptverdichter geförderten Luft als das Förderverhältnis m.

Werden m kg Luft aus dem Verflüssiger mit dem Zustande *9* entlassen, so ist die gesamte ihnen entzogene Wärme $m \cdot (i_2 - i_9)$; die zum Expansionszylinder gehende Luft muß von 2 auf 3 gekühlt werden, verliert also die Wärme $(1 - m) \cdot (i_2 - i_3)$. Die aus dem Expansionszylinder kommende Luft kann die Wärme aufnehmen $(1 - m) \cdot (i_1 - i_4)$, die aus dem Nachkühler kommende die Wärme $m \cdot (1 - y_1) \cdot (i_{14} - i_{12})$. Wir können also die Hauptgleichung aufstellen

$$m \cdot (i_2 - i_9) + (1 - m) \cdot (i_2 - i_3) = (1 - m) \cdot (i_1 - i_4) + m \cdot (1 - y_1) \cdot (i_{14} - i_{12}) \quad (29)$$

Da nun $i_2 - i_3 = i_7 - i_6$, so wird

$$m \cdot (i_2 - i_9) = (1 - m) \cdot (i_1 - i_7 + i_6 - i_4) + (1 - y_1) \cdot (i_{14} - i_{12}) \quad (29\,a)$$

Bezeichnet man

$i_2 - i_9$ mit q'
$i_1 - i_7$,, q_{0h}
$i_6 - i_4$,, q_a
$i_{14} - i_{12}$,, q''

so wird

$$m = \frac{q_{0h} + q_a}{q' + q_{0h} + q_a - (1 - y_1) \cdot q''} \quad . \quad (29\,b)$$

Hierin sind q_{0h}, q', q'' und y_1 aus dem Schaubilde bekannt, sobald die Drücke festliegen. Nicht so zunächst q_a; durch folgende Überlegung läßt es sich jedoch sehr angenähert ermitteln. Man bezeichne den Schnittpunkt der Isobare p_1 mit der Isotherme T_8 = Sättigungstemperatur für p_2 mit *5*. Die zur Entziehung der Verdampfungswärme $i_8 - i_9$ nötige Kälte muß offenbar von einem Kühlmittel geliefert werden das kälter als T_8 ist; also muß sein

$$m \cdot (i_8 - i_9) \leq (1 - m) \cdot (i_5 - i_4) \quad . \quad . \quad (30)$$

$$i_4 \leq i_5 - \frac{m}{1 - m} \cdot (i_8 - i_9).$$

Hierdurch ist eine obere Grenze für die Lage des Punktes *4* bestimmt; die untere ist dadurch gegeben, daß aus Gründen des praktischen Betriebes keine Verflüssigung im Ausdehnzylinder eintreten darf; man überzeugt sich leicht, daß diese beiden Grenzen verhältnismäßig eng sind (*4* und *4'* in der Figur). Es besteht ja nun zwischen i_4 und i_6 eine Abhängigkeit dadurch, daß Punkt 4 auf der Adiabate, *6* auf der Drosselkurve durch den nämlichen Punkt *3* liegt, analytisch läßt sich diese jedoch nicht formulieren. Da aber, wie bewiesen, Punkt *4* in ziemlich enge Grenzen eingeschlossen ist, so kann man ohne wesentlichen Fehler die Größe $q_a = i_6 - i_4$ dadurch als gegeben erachten, daß man zunächst *4* etwa in der Mitte zwischen den gegebenen Punkten *4'* und *5* annimmt und die Adiabate $\overline{43}$ (am besten im sT-Bilde) konstruiert; bei einer geringen Verschiebung von *4* ändert sich q_a jedenfalls weniger als unserer Genauigkeit entspricht.

Somit wäre aus Gleichung (29b) m eindeutig zu bestimmen.

Der weitere Rechnungsgang ist dann ganz ebenso wie bei der Maschine von Linde; er geht wohl

Zahlentafel II. Über Luft-

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Für 1 kg durch den													
			Hauptverdichter				Nebenverdichter							Ausdehn.-Zyl.		
			geförderte Luft													
Betriebsweise und laufende Nr.	Oberdruck	Mitteldruck	Kühlwasserwärme	Verminderung des Wärmeinhalts	Verdichterleistung	Hubvolum	Kühlwasserwärme	Abnahme des Wärmeinhalts	Verdichterarbeit	Hubvolum	Kälteleist. im Hauptkreise	Flüssigkeitsgehalt nach Drossseln	Kälteleist. d. Niederdruckdampfes	Ausdehnungsarbeit	Hub. volum	Förderverhältnis
—	p_2	p_1	q_h	q_{0h}	$\frac{a_h}{J}$	v_h	q_n	q_{0n}	$\frac{a_n}{J}$	v_n	q'	y_1	q''	$\frac{a_a}{J} = q_a$	v_a	m
—	Gewählt		$T(s_1 - s_2)$	$i_1 - i_2$	$q_h - q_{0h}$	Zustandsbild	$T(s_{14} - s_1)$	$i_{14} - i_1$	$q_n - q_{0n}$	Aus Zust.-bild	Aus Drosselbild $i_2 - i_9$	nach Gl. (28 a)	Drosselbild $i_{14} - i_{12}$	Drosselbild $i_3 - i_4$	Zustandsbild	nach Gl. (29 b)
×	kg/cm²		kcal/kg			m³/kg	kcal/kg			m³/kg	kcal/kg	Gew.-T.	kcal/kg		m³/kg	Gew.-T.
Druckverh. 1 : 5 Ablassen der Flüssigk. im Grenzzustande 1.	5	1	31,6	0,2	31,4	0,841	—	—	—	—	88,5	0,810	46	10,5	0,25	0,118
2.	10	2	31,6	0,4	31,2	0,420	14,2	0,1	14,1	0,841	82,0	0,715	43	11,5	0,15	0,146
3.	20	4	30,7	0,8	29,9	0,210	28,3	0,2	28,1	»	73,0	0,575	39,5	12,0	0,07	0,185
4.	40	8	32,0	1,6	30,4	0,105	41,6	0,4	41,2	»	59,0	0,371	37	12,5	0,035	0,283
Unterkühlung 5.	40	8	32,0	1,6	30,4	0,105	41,6	0,4	41,2	»	72,0	0,56	39,5	12,5	0,035	0,205
Überkritischer Oberdruck; Druckverh. 1 : 5 6.	70	14	33,2	2,8	30,4	0,060	51,8	0,7	51,1	»	73,0	0,61	39,5	13,0	0,02	0,215
7.	100	20	35.2	4,0	31,2	0,041	59,0	1,0	58,0	»	69,0	0,59	38,5	13,0	0,015	0,243
8.	150	30	37,8	5.5	32,3	0,028	67,4	1,5	65,9	»	63,0	0,58	37	12,5	0,009	0,275
9.	200	40	39,0	6,5	32,5	0,021	73,6	2,0	71,6	»	59,5	0,50	36	11,5	0,006	0,303
Druckverh. 1:2 10.	20	10	13,2	0,5	12,7	0,084	45,8	0,5	45,3	»	73,0	0,575	39,5	5,0	0,03	0,089
11.	40	20	14,6	1,0	13,6	0,041	59,0	1,0	58,0	»	59,0	0,371	37	5,0	0,015	0,144
1 : 10 12.	20	2	44,8	0,9	43,9	0,420	14,2	0,1	14,1	»	73,0	0,575	39,5	19,0	0,15	0,262
13.	40	4	45,3	1,8	42,5	0,210	28,3	0,2	28,1	»	59,0	0,371	37	19,0	0,07	0,370

aus dem Kopfe der beigegebenen Zahlentafel mit genügender Deutlichkeit hervor und braucht nicht des breiteren erörtert zu werden. Die für 1 kg verflüssigte Luft geltenden Werte finden sich aus den dem Schaubilde entnommenen Größen durch Multiplikation beziehentlich mit

$$\frac{1}{y_1}, \quad \frac{1}{m \cdot y_1} \quad \text{und} \quad \frac{1-m}{m \cdot y_1}.$$

Es fragt sich nun, welche Drucke für die Maschine von Claude die günstigsten sind.

Geht man von einem gleichbleibenden Druckverhältnis aus, so kann man, wie wir sahen, annehmen, daß die für isotherme Verdichtung aufzuwendende Arbeit vom Anfangsdrucke unabhängig ist; es kann dies auch noch für ziemlich tiefe Temperaturen angenommen werden.

Abb. 63 zeigt stark übertrieben die Verhältnisse der adiabatischen Expansion bei tiefer Temperatur

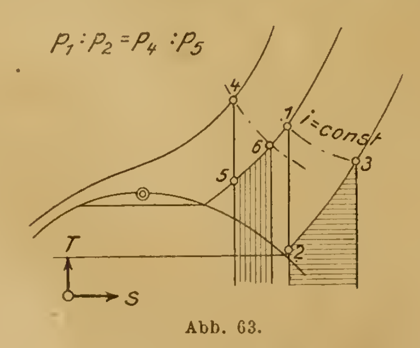


Abb. 63.

im sT-Bilde. Die Kälteleistung der adiabatischen Ausdehnung von p_4 auf p_5 wird dargestellt durch die senkrecht, für die Ausdehnung von p_1 auf p_2 durch die wagrecht schraffierte Fläche. Da bei höheren Drucken die Drosselkurven steiler, die Isobaren flacher und näher aneinander gedrängt sind, so muß die senkrecht schraffierte Fläche offenbar schmaler sein; anderseits kann man bei höheren Drücken aber auch mit der Temperatur höher gehen, wodurch die der Kälteleistung entsprechende schraffierte Fläche wieder vergrößert wird. Die Frage nach dem günstigsten Drucke läßt sich also nicht allgemein entscheiden, sondern muß von Fall zu Fall genau durchgerechnet werden.

In der Zahlentafel II sind die in Betracht kommenden Größen zunächst für das Druckverhältnis 1 : 5 und verschiedene unterkritische Oberdrucke zusammengestellt (Reihe 1 bis 4); dann sind noch verschiedene überkritische Oberdrucke angefügt (Reihe 6 bis 10). Als gegeben wurde dabei angenommen, daß die Temperatur am Ende der Expansion noch 5° über der Sättigung bleiben soll; das im Verflüssiger gebildete Produkt (mag man es nun Flüssigkeit oder Gas nennen) soll bei den überkritischen Drucken dieselbe Temperatur annehmen wie die Kühlluft, d. h. 5° über deren Sättigungstemperatur; bei den unterkritischen Drucken ist natürlich angenommen, daß reine Flüssigkeit entnommen wird.

Es stellt sich heraus, daß für die Maschine von Claude die niedrigen Drücke theoretisch günstiger sind. Geht man mit dem Oberdruck höher, so kommt zwar zu der Kälteleistung durch die Expansion unter Abgabe äußerer Arbeit noch die (bei Linde allein wirksame) durch die innere Arbeit hinzu, und zwar als ganz beträchtlicher Faktor, anderseits aber wird der Verlust beim Drosseln der Flüssigkeit bedeutend größer und ebenso die Arbeit des Nebenverdichters; diese ungünstigen Einflüsse überwiegen. Besonders das

verflüssigung nach Claude.

18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
für 1 kg verflüssigte Luft																	
Verdichterarbeit				Kühlwasserwärme			Hubvolum				Austauscher				Leistungsziffer	Wirkungsgrad	Bemerkungen
Hauptverdichter	Nebenverdichter	Ausdehnzylinder	Summe	Hauptverdichter	Nebenverdichter	Summe	Hauptverdichter	Nebenverdichter	Ausdehnzylinder	Summe	Wärmemenge	Temperatur Differenz unten	Temperatur Differenz Durchschnitt	Vergleichsgröße			
$\frac{a_h}{J}$	$\frac{a_n}{J}$	$\frac{a_a}{J}$	$\frac{a}{J}$	q_h	q_n	q	v_h	v_n	v_a	v	q_{Wh}	Δ_{36}	Δ_h^*	q_h	ε	η	—
$\frac{a_h}{J\cdot m\cdot y_1}$	$\frac{a_n}{J\cdot y_1}$	$\frac{a_a\cdot(1-m)}{J\cdot m\cdot y_1}$	$\frac{a_h}{J}+\frac{a_n}{J}-\frac{a_a}{J}$	$\frac{q_h}{m\cdot y_1}$	$\frac{q_n}{y_1}$	q_h+q_n	$\frac{v_h}{m\cdot y_1}$	$\frac{v_n}{y_1}$	$\frac{v_a(1-m)}{m\cdot y_1}$	$v_h+v_n+v_a$	$\frac{i_2-i_3}{m\cdot y_1}$	Aus Drosselbild	nach Gl. (25)	$\frac{q_{Wh}}{\Delta_h^*}$	$\frac{99\cdot J}{a}$	$\frac{168\cdot J}{a}$	×
kcal/kg							m³/kg				kcal/kg	°C		kcal/kg · °C	—	—	×
329	—	97	232	331	—	331	8,71	—	2,30	11,01	407	6	2,79	145	0,427	0,723	
299	20	94	225	303	20	323	4,02	1,18	1,22	6,42	357	5	2,49	143	0,441	0,746	
283	49	93	239	291	51	342	1,99	1,46	0,54	3,99	322	8	3,37	96	0,398	0,703	
289	110	86	313	305	112	417	1,00	2,27	0,22	3,49	295	19	6,12	48	0,316	0,537	
265	73	87	251	278	74	352	0,91	1,50	0,24	2,65	261	19	6,12	43	0,395	0,670	
232	84	78	238	253	85	338	0,46	1,38	0,12	1,96	221	32	8,94	25	0,416	0,706	
218	98	69	247	248	100	348	0,29	1,43	0,08	1,80	189	37	10,00	19	0,402	0,680	
203	114	57	260	237	116	353	0,18	1,45	0,04	1,67	169	49	12,33	14	0,381	0,647	
215	143	53	305	257	147	404	0,14	1,68	0,03	1,85	204	44	11,38	18	0,325	0,550	
248	79	89	238	259	80	339	1,64	1,46	0,53	3,63	800	5	2,49	321	0,416	0,706	
254	156	80	330	273	159	432	0,78	2,27	0,24	3,29	720	17	5,65	127	0,300	0,509	
291	25	93	223	298	25	323	2,79	1,46	0,74	4,99	200	8	3,37	59	0,425	0,755	
309	76	87	300	330	76	406	1,53	2,27	0,32	4,12	204	19	6,12	33	0,330	0,560	

starke Wiederverdampfen macht sich bei dem Oberdrucke von 40 kg/cm² störend bemerkbar; man könnte bei diesem Drucke, wie in Reihe 5 gezeigt ist, ein bedeutend besseres Ergebnis erzielen, wenn man die Flüssigkeit bereits durch die vom Expansionszylinder kommende Luft unterkühlen würde, das wäre noch durchaus möglich, gegebenenfalls in einem besonderen Kühler, wo die Flüssigkeit nicht in Berührung mit dem Dampfe steht. Im eigentlichen Nachkühler würde sie dann durch die kalten Niederdruckdämpfe noch weiter unterkühlt.

In den Reihen 10 bis 13 ist dann für gleichbleibende Oberdrucke noch das Druckverhältnis geändert von $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{2}$; es zeigt sich, daß diese Änderung ohne großen Einfluß ist.

Um auch einen Vergleich über die nötige Kühlfläche zu gewinnen, wurde für den Hauptwärmeaustauscher eine analoge Rechnung ausgeführt als bei der Lindemaschine. Als Temperaturdifferenz am warmen Ende wurde wieder 1° angenommen; zur Berechnung der Differenz am kalten Ende wurde angenommen, daß sich die Luft beim Eintritt in den Hauptwärmeaustauscher in Zustand *6* befindet, was jedoch nur in ganz roher Annäherung zutrifft. Für Verflüssiger und Nachkühler wurde eine solche Rechnung nicht ausgeführt, da hier in bezug auf den Wärmeaustausch ganz andere Verhältnisse herrschen.

c) Das Verfahren mit einem idealen Hilfsgase.

Lachmann hat vorgeschlagen (22), das Claudesche Verfahren in der Weise abzuändern, daß man nicht Luft im Hauptkreislaufe arbeiten läßt, sondern ein »Hilfsgas«, als welches praktisch wohl nur Wasserstoff oder Helium in Frage kommen könnte. Claude selber spricht den Gedanken ebenfalls aus; die Priorität kann hier ununtersucht bleiben.

Abb. 64 stellt den gedachten Prozeß schematisch im sT-Bilde dar. Das Hilfsgas wird unter Aufwand der Arbeit $\frac{a_v}{J}$ isotherm bei Kühlwassertemperatur T_1 von p_1 auf p_2 verdichtet, dann im Gegenströmer auf T_3 bei gleichem Drucke abgekühlt; darauf dehnt es sich im Expansionszylinder adiabatisch auf p_1 aus, wobei es sich auf T_4 abkühlt und die Arbeit $\frac{a_a}{J}$ leistet; es entzieht darauf der zu verflüssigenden Luft die Wärme Q_0, wodurch es sich auf T_5 erwärmt, den Rest seiner Kälte gibt es dann wieder im Gegenströmer her, worauf es wieder im Anfangszustande angelangt den Kreislauf von neuem beginnt.

Abb. 64.
Verfahren mit Hilfsgas.

Man könnte dabei — das ist der wesentliche Vorteil dieses Verfahrens — mit so tiefen Temperaturen arbeiten, daß die Luft unter Atmosphärendruck verflüssigt werden könnte; man braucht also keinerlei Arbeit in sie hineinzustecken. Trotzdem bliebe man weit genug von der Verflüssigung des Hilfsgases entfernt, um keinerlei Schwierigkeiten im Expansionszylinder zu haben.

Da man es praktisch vermeiden wird, bei extrem hohen Drucken zu arbeiten, können wir H_2 ebenso wie

H_e unbedenklich als ideale Gase betrachten; werden sie doch bei den hier in Frage kommenden Temperaturen sogar noch als Thermometersubstanz verwendet. Auch c_p kann man für das Hilfsgas als konstant ansehen.

Es leuchtet dann ein, daß $T_5 = T_3$ sein muß, wegen des Wärmeaustausches im Gegenströmer. Die bei der adiabatischen Entspannung gewonnene Arbeit $\frac{a_a}{J}$ muß gleich der Kälteleistung Q_0 sein, nämlich, wenn G die umlaufende Masse des Hilfsgases ist,

$$Q_0 = G \cdot c_p \cdot (T_5 - T_4) = G \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) \quad . \quad (31)$$

Ferner muß sein

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (32)$$

Die Arbeit der isothermen Verdichtung ist

$$a_v = G \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} \quad . \; . \; . \; . \quad (33)$$

Die Leistungsziffer ist

$$\varepsilon = \frac{\frac{a_v}{J} - Q_0}{Q_0} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (34)$$

$$= \frac{a_v}{J \cdot Q_0} - 1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (34\,a)$$

$$= \frac{G \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}}}{J \cdot G \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4)} - 1 \quad (34\,b)$$

Die Sättigungstemperatur der zu verflüssigenden Luft sei T', ihre Verdampfungswärme r und ihre Überhitzungswärme bis auf Umgebungstemperatur $q_ü$; wir setzen ferner

$$\frac{r}{q_ü} = a \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (35)$$

Es muß nun ein gewisser Bruchteil der gesamten Kälteleistung bei einer Temperatur unter T' geleistet werden, und zwar muß wegen des konstanten c_p des Hilfsgases offenbar sein

$$\frac{T' - T_4}{T_5 - T'} = a \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (36)$$

Somit $\quad T_4 = T' - a \cdot (T_5 - T') \quad . \; . \; . \; (36\,a)$

Dann läßt sich Gleichung (34b) schreiben:

$$\varepsilon = T_1 \cdot \frac{R \cdot \varkappa}{J(\varkappa - 1) \cdot c_p} \cdot \frac{\ln \frac{T_3}{T' - a(T_3 - T')}}{(1 + a) \cdot (T_3 - T')} - 1 \quad (34\,c)$$

Der erste Bruch ist wegen $\varkappa = c_p/c_v$ und $c_p - c_v = \frac{R}{J}$ gleich 1. Führt man nun ein

$$T_3 - T' = \varDelta, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (37)$$

so wird

$$\varepsilon = T_1 \cdot \frac{\ln \frac{T' + \varDelta}{T' - a\varDelta}}{(1 + a) \cdot \varDelta} - 1 \quad . \; . \; . \quad (34\,d)$$

Man überzeugt sich leicht, daß ε desto günstiger wird, je kleiner $\varDelta$, für $\varDelta = 0$ ist nach den Regeln der Differentialrechnung

$$\lim_{\varDelta = 0} \left[\frac{\ln \frac{T' + \varDelta}{T' - a\varDelta}}{(1 + a) \cdot \varDelta} \right] = \frac{1}{T'} \quad . \; . \quad (38)$$

Demnach der Kleinstwert, den ε erreichen kann,

$$\varepsilon_{\min} = \frac{T_1}{T'} - 1 \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (39)$$

Das ist die Leistungsziffer eines Carnotschen Prozesses.

Unendlich kleine Temperatur- und Druckdifferenzen sind zwar nicht möglich, aber glücklicherweise wächst der Ausdruck für ε nur langsam mit $\varDelta$, wie die folgende Zahlentafel lehrt; darin ist, wie es der Verflüssigung von Luft unter Atmosphärendruck entspricht, $a = 1$ und $T' = 80^0$ gesetzt.

Zahlentafel III.

$\varDelta$	$\frac{\varepsilon + 1}{T_1} = \frac{\ln \frac{80 + \varDelta}{80 - \varDelta}}{2 \cdot \varDelta}$
0	0,01250
1	0,01250
2	0,01250
5	0,01252
10	0,01257
20	0,01278
40	0,01287
70	0,01935
75	0,02430
80	∞

Mit $T_1 = 290^0$ wie immer, wird

$$\varepsilon_{\min} = \frac{290}{80} - 1 = 2{,}63 \quad . \; . \; . \quad (39\,a)$$

Wird jedoch $\varDelta = 20^0$, was in der Praxis das mindeste sein dürfte, so wird

$$\varepsilon = 0{,}01278 \cdot 290 - 1 \quad . \; . \; . \; . \quad (34\,c)$$
$$= 2{,}72$$

somit die für ein kg zu verflüssigende Luft aufzuwendende Arbeit

$$\frac{\mathfrak{a}}{J} = \varepsilon \cdot q^* \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (40)$$
$$= 2{,}72 \cdot 99 = 269 \text{ kcal/kg}$$

Die Verdichterarbeit ist

$$\frac{\mathfrak{a}_v}{J} = 269 + 99 = 368 \text{ kcal/kg.} \quad . \quad (40\,a)$$

Das für den Verdichter nötige Hubvolumen errechnet sich leicht aus

$$\mathfrak{a}_v = P_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad . \; . \; . \; . \quad (41)$$

Mit $T' = 80^0$ und $\varDelta = 20^0$ also

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{100}{60} = 1{,}667 \quad . \; . \; . \; . \quad (42)$$

wird wegen Gleichung (32) das zur Verflüssigung von 1 kg Luft erforderliche Hubvolumen

$$\mathfrak{v}_v = \frac{\varkappa - 1}{\varkappa} \cdot \frac{31}{p_1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (43)$$

oder nach Hütte I, 398

$$\mathfrak{v}_v = \frac{9}{p_1} \text{ für } H_2 \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (43\,a)$$

$$= \frac{12{,}4}{p_1} \text{ für He} \quad . \; . \; . \; . \quad (43\,b)$$

Es zeigt sich also gegenüber dem normalen Verfahren nach Claude ein Gewinn von etwa 14 vH an Arbeitsaufwand. Dieser rührt hauptsächlich daher, daß die Verdichtung der zu verflüssigenden Luft und das nachherige schädliche Abdrosseln gespart wird. Der Vorteil würde sofort entfallen, wenn man, wie es in der Praxis fast stets der Fall ist, die flüssige Luft ohnehin unter Druck benötigt. Man muß nämlich bedenken, daß die bei der isothermen Verdichtung der Luft hervorgerufene Abnahme des Wärmeinhaltes, auf der allein der Lindeprozeß beruht, auch beim Verfahren von Claude keineswegs verloren geht; nun weichen ja auch Wasserstoff und Helium vom idealen Zustande ab, aber leider nach der verkehrten Seite! Wenn wir sie also als ideale Gase betrachtet haben, so haben wir etwas zu günstig gerechnet.

In bezug auf die Maschinengröße ist das Hilfsgasverfahren allerdings etwas im Vorteil, wie Gleichung (43) zeigt, da p_1 unbedenklich mit 5 bis 10 kg/cm² angenommen werden kann.

Das Arbeiten mit Wasserstoff ist der Explosionsgefahr wegen unangenehm, und Helium ist immer noch verhältnismäßig teuer. Undichtigkeiten bedingen aber beim Hilfsgasverfahren nicht nur Kälteverluste, sondern auch den Verlust wertvollen Stoffes.

Diese praktischen Nachteile ließen wohl bisher auch in den wenigen Fällen, wo flüssige Luft unteratmosphärischem Druck gewünscht wird, den geringen theoretischen Gewinn nicht lohnend genug erscheinen, daß man an die praktische Ausführung eines Hilfsgasprozesses gegangen wäre, vorausgesetzt, daß man sich überhaupt darüber genau Rechenschaft gegeben hat; jedenfalls ist dem Verfasser keine praktische Ausführung bekannt geworden.

d) Die Verbundanordnung.

Claude hat als weiteren Fortschritt seines Verfahrens die Verbundentspannung eingeführt.

Um die Verhältnisse bei ihr zu klären, ist es zweckmäßig, zunächst wieder einen Prozeß mit einem »idealen« Hilfsgase zu betrachten, weil wir hier verhältnismäßig einfache Beziehungen werden aufstellen können.

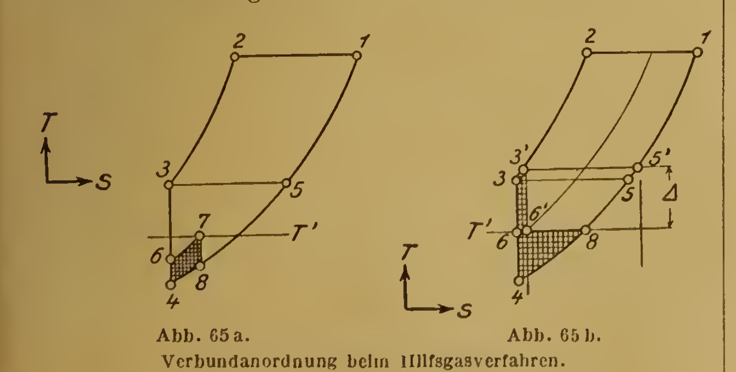


Abb. 65a. Abb. 65b.
Verbundanordnung beim Hilfsgasverfahren.

Abb. 65a stellt einen Hilfsgasprozeß mit Verbundentspannung im sT-Bilde dar. Man entspannt von *3* aus adiabatisch nur bis Punkt *6*, läßt das Hilfsgas jetzt bei gleichem Drucke einen Teil seiner Kälte abgeben, bis es bei Punkt *7* auf die Temperatur T' gekommen ist, dann entspannt man weiter adiabatisch bis Punkt *8*. Es ist klar, daß die schraffierte Fläche *6 7 4 8* den Gewinn an Arbeit einerseits und Kälteleistung andererseits darstellt, der durch die Verbundanordnung erzielt wurde.

Man könnte nun aber weiter nicht nur zwei, sondern beliebig viele Stufen anordnen. Da als Bedingung festzuhalten ist, daß die Verdampfungswärme der zu verflüssigenden Luft bei T' entzogen werden muß, so wird man schließlich als günstigsten Fall auf den durch Abb. 65b dargestellten geführt, wie Claude richtig erkannt hat (1, S. 180). Zunächst erfolgt adiabatische Entspannung von Punkt *3* bis zur Temperatur T' (Punkt *6*), hierauf isotherme Entspannung bis Punkt *8*. Der Gewinn an Kälteleistung wäre Fläche *6 8 4*; da aber letzten Endes die Kälteleistung das gegebene ist, so könnte Punkt *3* um eine Kleinigkeit nach rechts oben rücken, so zwar, daß die neue Fläche unterhalb $\overline{6'\,8\,5'}$ bis zur Abszissenachse gleich der bisherigen Fläche unterhalb $\overline{4\,5}$ würde. Die schraffierte Fläche *3 3' 6' 8 4 6 3* stellt den Gewinn an aufzuwendender Arbeit dar.

Die Arbeit der isothermen Verdichtung bei der oberen Temperatur ist

$$\frac{a_v}{J} = \frac{R}{J} \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_6}{p_1} + \frac{R}{J} \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_6} \quad . \quad (44)$$

Die Kälteleistung der adiabatischen Expansion

$$Q_{0\,\mathrm{ad}} = c_p \cdot (T_{5'} - T') \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (44\,\mathrm{a})$$

die der isothermen Expansion

$$Q_{0\,\mathrm{is}} = \frac{R \cdot T'}{J} \cdot \ln \frac{p_6}{p_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (44\,\mathrm{b})$$

Es sei nun wieder

$$\Delta = T_{5'} - T' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (37\,\mathrm{a})$$

und a die durch Gleichung (35) definierte Größe.

Dann bestehen die Beziehungen

$$\frac{p_2}{p_6} = \left(\frac{T' + \Delta}{T'}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (45\,\mathrm{a})$$

und

$$Q_{0\,\mathrm{is}} = a \cdot Q_{0\,\mathrm{ad}} = a \cdot c_p \cdot \Delta \quad . \quad . \quad (45\,\mathrm{b})$$

Hierdurch wird

$$\varepsilon = \frac{a}{J\,Q_0} = \frac{a_v}{J\,Q_0} - 1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (46)$$

$$= \frac{\frac{1}{J} \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_6}{p_1} + \frac{1}{J} \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_6}}{c_p \cdot \Delta + \frac{1}{J} \cdot R \cdot T' \cdot \ln \frac{p_6}{p_1}} \quad (46\,\mathrm{a})$$

$$= \frac{a \cdot c_p \cdot \Delta \cdot \frac{T_1}{T'} + T_1 \cdot \ln \left(\frac{T' + \Delta}{\Delta}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}}}{(1 + a) \cdot c_p \cdot \Delta} - 1 \quad (46\,\mathrm{b})$$

Setzt man

$$\Delta = \beta \cdot T' \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (47)$$

so wird

$$\varepsilon = \frac{T_1 \cdot [a\,\beta + \ln (1 + \beta)]}{(1 + a) \cdot \beta \cdot T'} - 1 \quad . \quad (46\,\mathrm{c})$$

Für unseren Fall:

$$T_1 = 290^0$$
$$T' = 80^0$$
$$a = 1$$

wird mit

$$\beta = 0{,}25, \text{ also } \Delta = 20^0 \text{ wie oben}$$
$$\varepsilon = 2{,}39 \quad \ldots \quad (47\text{a})$$

somit

$$\frac{\mathfrak{a}}{J} = \varepsilon \cdot q^* = 2{,}39 \cdot 99 = 237 \text{ Cal/kg} \quad \ldots \quad (47\text{b})$$

Das ist der einstufigen Entspannung gegenüber ein Gewinn von 12 vH.

Wesentlich ungünstiger als beim Hilfsgasverfahren jedoch liegen die Verhältnisse beim normalen Verfahren nach Claude.

Zunächst ist die teilweise isotherme Entspannung ebensowenig als beim Hilfsgasverfahren in der Praxis durchführbar; man muß vielmehr bei allen beiden natürlich zu der gewöhnlichen Verbundanordnung mehrerer Adiabaten mit dazwischenliegender Aufheizung greifen; die Isotherme stellt nur einen Grenzfall dar.

Insoferne sind Hilfgas und normaler Claude-Prozeß gleichgestellt; was aber beim letzteren den Vorteil der Verbundanordnung wesentlich geringer werden läßt, ist der Umstand, daß bei ihm die Luft unter höherem Drucke verflüssigt werden muß, dabei wird aber unsere Größe $a = r/q_{ü}$ wesentlich kleiner als 1; d. h. T' liegt erheblich tiefer zwischen T_3 und T_4, etwa so wie in Abb. 66a gezeichnet. Es leuchtet ein, daß hierdurch der Einfluß der Verbundwirkung sehr geschmälert wird.

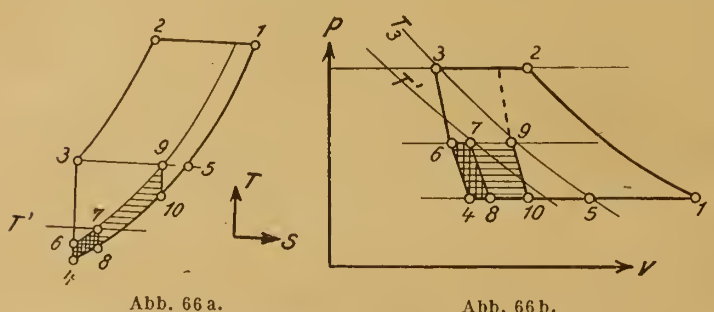


Abb. 66a. Abb. 66b.
Verbundanordnung beim normalen Claude-Verfahren.

Betrachten wir einmal das *pv*-Bild, welches in Abb. 66b etwas übertrieben dargestellt ist. Bei einer normalen Verbunddampfmaschine mit Aufnehmerheizung würde die Expansion dargestellt durch den Linienzug $\overline{3\,6\,9\,10}$ (umgekehrt bei einem Luftkompressor mit Zwischenkühlung), dabei ist das Wesentliche, daß wieder bis etwa zur ursprünglichen Temperatur aufgeheizt (bzw. beim Kompressor bis auf Kühlwassertemperatur gekühlt) wird; der Gewinn durch die Verbundwirkung entspricht der Fläche *6 9 10 4*. In unserem Falle dagegen darf höchstens bis T' aufgeheizt werden; der Gewinn wird durch die wesentlich kleinere Fläche *6 7 8 4* dargestellt. Claude meint selber (1, S. 175), daß der theoretische Gewinn durch die Verbundanordnung nur gering sei, und tatsächlich ist er so klein, daß die Genauigkeit unserer Schaubilder nicht ausreicht, um ihn ziffernmäßig anzugeben.

Etwas anders gestaltet sich die Frage allerdings, sobald wir die Tatsachen der Wandungsverluste, des schädlichen Raumes und der Undichtigkeiten mit ins Auge fassen. Der günstige Einfluß, den die Compoundierung auf diese Verlustquellen hat, ist natürlich nicht von der Hand zu weisen, und insoferne hat Claude recht, wenn er den praktischen Fortschritt, welchen die Verbundanordnung für seine Maschine bedeutet, in Parallele setzt mit jenem, welchen seinerzeit die Dampfmaschine durch denselben Kunstgriff erfuhr.

(Schluß folgt.)

Eine einfache Beziehung zwischen den spezifischen Wärmen von Flüssigkeiten, insbesondere von verflüssigten Gasen.

Von Dr.-Ing. Victor Fischer in Frankfurt a. M.

Bezeichnen wir die Atomzahl mit n, das Molekulargewicht eines n-atomigen Stoffes mit m_n, und eine Konstante mit k, so gilt für

$$n = 2 \text{ bzw. } 3$$

beim Druck von einer Atmosphäre und der zugehörigen Siedetemperatur für die spezifische Wärme c_o einiger Flüssigkeiten ungefähr die Beziehung

$$c_o = \frac{n\,k}{m_n} \quad \ldots \quad (1)$$

das heißt: die spezifische Wärme c_o der Flüssigkeit wächst proportional mit der Atomzahl n und umgekehrt proportional mit dem Molekulargewicht m_n. Für Flüssigkeiten von gleicher Atomzahl ist daher das Produkt aus Molekulargewicht und spezifischer Wärme der Flüssigkeit, bzw. die spezifische Molekularwärme der Flüssigkeit unveränderlich.

Für vier- und mehratomige Flüssigkeiten liegt nicht genügend Material vor, um zu untersuchen, welche Gesetzmäßigkeit für diese besteht, ebenso kann nicht festgestellt werden, wie sich die Gleichung (1) mit dem Druck ändert.

Aus Gleichung (1) folgt nun für zweiatomige Flüssigkeiten

$$c_o = \frac{2\,k}{m_2} \quad \ldots \quad (2)$$

und für dreiatomige Flüssigkeiten

$$c_o = \frac{3\,k}{m_3} \quad \ldots \quad (3)$$

Es ist daher für Wasser nach Gleichung (2)

$$3\,k = 1 \cdot 18$$

Mithin wird

$$k = 6$$

Für Stickstoff folgt daraus nach Gleichung (2)

$$c_o = \frac{2 \cdot 6}{28} = 0{,}429$$

während der von Alt[1]) durch den Versuch ermittelte Wert

[1]) siehe Kausch, Flüssige Luft, 4. Aufl., Seite 16.

$$c_0 = 0{,}43 \pm 0{,}008$$

beträgt.

Für Sauerstoff wird nach Gleichung (2)

$$c_0 = \frac{2 \cdot 6}{32} = 0{,}375$$

während der von Alt[1]) ermittelte Wert

$$c_0 = 0{,}347 \pm 0{,}014$$

beträgt.

Für Wasserstoff ergibt sich aus Gleichung (2)

$$c_0 = \frac{2 \cdot 6}{2} = 6$$

in Übereinstimmung mit dem durch Versuch gefundenen Wert.[2])

Für schweflige Säure erhalten wir aus Gleichung (3)

$$c_0 = \frac{3 \cdot 6}{64} = 0{,}28$$

während sich für den Druck von einer Atmosphäre und die zugehörige Siedetemperatur von — 10 °C aus der Formel

$$c_0 = 0{,}3194 + 0{,}00117\,t\,^{3}) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

der Wert

$$c_0 = 0{,}30$$

ergibt.

Wir können die Frage aufwerfen, ob Gleichung (1) auch für einatomige Flüssigkeiten gilt. Zu diesem Zweck berechnen wir die spezifische Wärme des flüssigen Quecksilbers aus der Gleichung

$$c_0 = 0{,}03336 - 0{,}0000069\,t\,^{4}) \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Seine Siedetemperatur ist bei dem Druck einer Atmosphäre

$$t_s = 357{,}3^0\ \mathrm{C}.$$

Mit diesem Wert erhalten wir aus Gleichung (5)

$$c_0 = 0{,}0308$$

Für einatomige Flüssigkeiten geht Gleichung (1) über in

$$c_0 = \frac{k}{m_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Daraus folgt mit dem obigen Wert von c_0

$$k = m_1 \cdot c_0 = 200 \cdot 0{,}0308 = 6{,}16.$$

Dieser Wert von k ist also wenig verschieden von demjenigen für zwei- und dreiatomige Flüssigkeiten. Nehmen wir demnach an, daß sich der Wert von k bei einatomigen Flüssigkeiten gegenüber von demjenigen für zwei- und dreiatomige Flüssigkeiten nicht ändert, und daß die spezifische Molekularwärme auch für einatomige verflüssigte Gase nahezu unverändert bleibt, so folgt aus Gleichung (6) für Helium

$$c_0 = \frac{1 \cdot 6}{4} = 1{,}5$$

und für Argon

$$c_0 = \frac{1 \cdot 6}{40} = 0{,}15.$$

[1]) siehe Kausch, Seite 12.

[2]) siehe Sackur, Lehrbuch der Thermochemie und Thermodynamik, Seite 36.

[3]) „Hütte", 21. Aufl., Bd. I, Seite 451.

[4]) siehe Sackur, Seite 36.

Zeitschriftenbericht.

Kälteverwendung.

Der industrielle Schlachthof von Fenouillet (Haute Garonne). La revue générale du froid et des industries frigorifiques. **3**, Mai 1922.

Der von der Gesellschaft »Les Abattoirs industriels de France« gebaute Schlachthof ist nach amerikanischem Vorbild gebaut, und in ihm wird nicht nur das Vieh geschlachtet und das Fleisch in Kühlräumen aufbewahrt, sondern es werden auch alle Abfälle verwertet. Der umfangreiche Aufsatz gibt genaue Lagepläne sowie eingehende Aufzählung und Beschreibung der gesamten maschinellen Einrichtung.

Tiefe Temperaturen.

Über die Messung sehr tiefer Temperaturen. XXX. Vergleich der Angaben der mit Helium, Argon, Neon, Sauerstoff und Stickstoff gefüllten Thermometer mit denen des Wasserstoffthermometers. Korrektionen zur Rückführung der Angaben dieser Thermometer auf die internationale Kelvinskala. Der zweite Virialkoeffizient des Heliums, Neons, Sauerstoffs und Stickstoffs unter 0° C. **P. G. Cath** und **H. Kamerlingh Onnes.** Communications from the physical laboratory of the university of Leiden. Nr. 156a, Seite 2.

Über die Messung sehr tiefer Temperaturen. XXXI. Spannungen des Wasserstoffdampfes und einige neue thermometrische Bestimmungen im Gebiete des flüssigen Wasserstoffes. J. Palacios Martinez und **A. Kamerlingh Onnes.** Communications from the physical laboratory of the university of Leiden. Nr. 156b, S. 35.

Flüssige Luft.

Henry Briggs. Versuchsmäßige Bestimmung der Ursachen des Verdampfungsverlustes von flüssiger Luft in Vakuumflaschen. (Experimental Analysis of the Losses by Evaporation of Liquid Air contained in Vacuum Flasks.) Proc. Edinburgh Soc. **41**, 1921, Nr. 2, S. 97 bis 110.

Das Prinzip der Dewarschen Gefäße für flüssige Luft, die ursprünglich aus Glas hergestellt wurden, wird bereits auch seit mehr als 10 Jahren für Metallflaschen angewandt. Zwei ineinander gesteckte kugelförmige Gefäße mit langem Hals sind nur am äußersten Ende des Halses durch die Verlötung miteinander in Berührung. Der Zwischenraum wird luftleer gemacht und durch Holzkohleneinlage mit einem Absorptionsmittel für eindringende Luft versehen, dessen Wirksamkeit durch die Temperatur der flüssigen Luft ganz außerordentlich gesteigert wird.

Diese Flaschen wurden vor dem Kriege nur in Deutschland hergestellt. Während des Krieges wurde die Fabrikation auch in England mit Erfolg aufgenommen. Die Wärmeverluste solcher Gefäße haben hauptsächlich drei Ursachen, die Strahlung von der äußeren Kugel zur inneren Kugel, die Leitung im Vakuum infolge der Gasreste in diesem und die Wärmeleitung im Flaschenhalse.

Der Verlust durch die metallische Leitung im Flaschenhalse läßt sich mit Hilfe eines Einsatzrohres ermitteln und ist bei kleineren Gefäßen mit gutem Vakuum von der Größenordnung des Vakuumleitungsverlustes. Für die übrigen beiden Verlustquellen gilt bei der Außentemperatur T_1 und der Innentemperatur T_0 die Gleichung

$$V_s + V_c = a\,(T_1^4 - T_0^4) + b\,(T_1 - T_0)\,\sqrt{T_1 + T_0}$$

a und b gelten dabei als unveränderlich.

Die Messung der Verluste läßt sich durch Wägung genau und bequem ermitteln. Durch Messungen bei verschiedenen Temperaturen erzielt man eine ausreichende Trennung der beiden Verlustquellen. Es ergab sich bei einer Flasche für 3 l Inhalt mit gutem Vakuum, daß der Strahlungsverlust bei Zimmertempe-

ratur etwa doppelt so groß war, als der Verlust infolge der Leitung durch das Vakuum.

Da hieraus ein Emissionskoeffizient von 0,050 gegenüber 0,016 bei reinem polierten Kupfer folgt, so vermutet der Verfasser Kondensation von Wasserdampf an der kalten Oberfläche der Innenkugel.

Aus der Größe des Verlustes durch Vakuumleitung schließt der Verfasser auf ein Vakuum von 0,00038 mm Hg.

Der Halsverlust ist bei größeren Flaschen verschwindend, da er durch Wärmeaufnahme der entweichenden verdampften Luft verzehrt wird. Es ist daher angebracht, den Hals solcher Flaschen wesentlich zu verkürzen. Altenkirch.

Verschiedenes.

Die Bekämpfung hoher Temperaturen in tiefen Steinkohlengruben. H. Winkhaus. Glückauf, 58, 22, 23.

Der Verfasser berichtet über seine Temperatur- und Feuchtigkeitsmessungen in der Zeche Radbod, wo in 1000 m Tiefe 43,8° herrschen, sowie über die Abkühlung durch die vorbeistreichenden Wetter. Maßgebend ist hier das Verhältnis des Wärmeleitvermögens des Gesteins zur Wärmeübergangszahl. Auf der Zeche Radbod sind Versuche gemacht worden, die Grubenwetter nach Vorschlag von Dietz zu kühlen, der die Wetter mit der aus der Expansionsturbine einer offenen Kaltluftmaschine strömenden Luft mischt, deren Kompressor über Tage steht. Es stellte sich zunächst ein Vereisen der Schaufeln ein. Der Kompressor hatte einen isothermischen Wirkungsgrad von 65 vH bei Verdichtung auf 7 at. Von den zugeführten 133 PS_e wurden in der Turbine 32,9 PS wiedergewonnen. Letztere hatte einen adiabatischen Wirkungsgrad von 41,9 vH beim günstigsten Versuch. Die Kosten betragen pro Mann und Schicht von 7 h M. 71, ein Betrag, der die wirtschaftliche Ausnützung der Anlage aussichtslos erscheinen läßt. Kühlung durch Wasser ist wirtschaftlich unmöglich. Verdunstungskühlung ist unzulässig wegen Erhöhung der Luftfeuchtigkeit, Röhrenkühlung unwirtschaftlich. Bei Aufstellung von Kältemaschinen unter Tage, macht die Abführung der Abwärme Schwierigkeiten. Auch Aufstellung einer Kältemaschine über Tage und Herunterführung von Wasser von 0° C ist unwirtschaftlich. Sehr gut hat sich eine Isolierung der Lattenwände mit Sägemehl hinter Holzverschalung bewährt, da hierdurch die Wärmequelle unterbunden wird. In dieser Richtung werden weitere Versuche verbreitet.

In Heft 23 (Schluß) werden der Einfluß der Außentemperatur, der chemischen Umsetzungen und der Verdichtungswärme im fallenden Luftstrom behandelt ferner der Einfluß der Verdunstungskälte bei berieselten Stößen. Es wird auch hier gezeigt, daß sich die Wasserverdunstung zur Abkühlung heißer Arbeitsstellen wegen des ungünstigen Einflusses der hohen Luftfeuchtigkeit nicht verwerten läßt. Sehr bedeutend ist der Einfluß der Wettergeschwindigkeit, durch deren Erhöhung sich vielfach die Temperatur auf erträgliches Maß herabsetzen läßt. Schließlich werden Hinweise zur geeigneten Führung der Wetter gegeben.

Verwendungsmöglichkeiten der Lindeluft in Hochofenbetrieben. Theodor Wagner. Glückauf 42, 12, S. 456.

Es wird die Frage untersucht, inwiefern durch Verwendung sauerstoffreichen Windes Ersparnisse gemacht werden können. Da der Kohlenstoffgehalt unverändert bleiben muß, wenn die chemischen Umsetzungen in gewollter Weise vor sich gehen sollen, so muß man, wenn man Koks sparen will, den fehlenden Kohlenstoff durch Gichtgas oder eingeblasenen Kohlenstaub ersetzen. Im Wärmehaushalte des Hochofens muß der Ausfall in der Wärmeerzeugung, der durch die geschmälerte Koksschicht entsteht, durch Verringerung der Wärmeverluste ausgeglichen werden. Dieser Ausgleich erfolgt durch Herabsetzung des Stickstoffballastes im Gebläsewind, indem zur atmosphärischen Luft Sauerstoff zugemischt wird. Die notwendige Zusatzmenge ist bei Betrieb mit Gaszusatz größer als bei Kohlenstaubfeuerung.

Hygienische Untersuchungen über den Schlackenstein des Nürnberger Gaswerkes. Prof. Dr. W. Weichardt und Th. Steinbacher. Gesundh.-Ing., *45*, Heft 22.

Die Steine werden aus gewitterten und ausgewaschenen Koksschlacken und Portlandzement im Verhältnis 7:1 hergestellt, in Außenmaßen 10 × 12 × 25 cm. Spez. Gewicht 1,213 (gegenüber 1,545 Handziegel und 0,63 Rheinischer Schwemmstein), Porenvolumen 32 bis 34,6 vH (gegenüber 65,5 vH bei Handziegeln und 65 bis 69 vH bei Schwemmstein), spez. Wärme 0,2638. Das Wärmeleitvermögen ist klein, doch wurde eine genaue Bestimmung von λ nicht vorgenommen. Der Preis für 1 m³ ist kleiner als Ziegelstein im Verhältnis 333,3 : 472,2 (Februar 1922).

Bücherbericht.

(Besprechung vorbehalten.)

Die Einführung von Zeitstudien in einem Betrieb für Reihen- und Massenanfertigung der Metallindustrie. Von **Dr.-Ing. Otto Fahr.** München 1922, R. Oldenbourg. Preis geh. M. 50.—, geb. M. 64.—.

Taylorsystem für Deutschland. Grenzen seiner Einführung in deutsche Betriebe. Von **Dr. Fr. Söllheim.** München 1922, R. Oldenbourg. Preis geb. M. 75.—, geb. M. 88.—.

Wissenschaftliche Betriebsführung. Eine geschichtliche und kritische Würdigung des Taylor-Systems. Berecht. Übertr. nach **H. B. Drury** von J. M. Witte. München 1922, R. Oldenbourg. Preis geh. M. 35.—, geb. M. 48.—.

Die zwingende Notwendigkeit einer wissenschaftlichen Betriebsführung wird immer klarer erkannt. Die vorliegenden Erfahrungen sind noch nicht sehr zahlreich und überdies in der technischen Literatur zerstreut, so daß es für den stark beschäftigten Betriebsmann schwer ist, sich ein zusammenhängendes Bild vom gegenwärtigen Stande der methodischen Arbeitsaufteilung, namentlich auch in anderen Industrieländern, vorzugsweise von Amerika zu machen.

Die letzten Jahre haben uns auch aus deutscher Feder manche Kritik des Taylorsystems gebracht, über die Stellungnahme zum System in Amerika ist uns aber sehr wenig bekannt, trotzdem eine solche Kenntnis sehr erwünscht ist. Ähnlich verhält es sich auch mit den Zeitstudien.

Deshalb ist es zu begrüßen, daß gerade zur rechten Zeit im Verlag Oldenbourg drei ausgezeichnete Bücher die Zeitstudien und die wissenschaftliche Betriebsführung, namentlich das eigentliche Taylorsystem und seine Verwendbarkeit in Deutschland kritisch würdigen.

Die Einführung von Zeitstudien in Betriebe für Reihen- und Massenanfertigung behandelt das Werk von Dr.-Ing. Otto Fahr. Der Verfasser bespricht im ersten Teil die Grundlagen und Voraussetzungen des Zeitstudiums. Für die Durchführung wird der Bestimmungsgrundsatz festgestellt, daß die Zeitstudien zur Erreichung des Optimums des wirtschaftlichen Erfolges beizutragen haben.

Die gesamte psychotechnische und betriebswissenschaftliche Literatur findet in dem Buche Berücksichtigung. Die in den bereits bekannten Werken leider noch oft vermißte, genaue Begriffsfassung wird in erfreulicher klarer Eindeutigkeit in die dem Ingenieur geläufige Formelsprache gekleidet; die angewandten Symbole sind den Vorlesungen von Prof. Häbich an der T. H. Stuttgart entnommen.

Eine große Zahl guter Zeitstudienformulare für die verschiedenen Werkzeugmaschinen sowie Leistungskurven sind in dem Buche enthalten, ebenso einige sehr brauchbare Einstellpläne für neuzeitliche Automaten.

Eine ausführliche Anleitung für die Vornahme der Zeitmessung sowie für die Auswahl der Leute wird gegeben und

das Studium der Ermüdungserscheinungen und ihre Berücksichtigung bei der Zeitmessung gut behandelt.

Einige gute Lichtbilder und Winke für ihre Herstellung würden noch eine nützliche Ergänzung bilden, da diese, besonders wenn sie stereometrisch aufgenommen sind, sehr anschaulich wirken.

Das Taylorsystem und die Grenzen seiner Einführung für deutsche Betriebe behandelt sehr eingehend Dr. F. Söllheim. Es ist die erste größere Arbeit, in der die volkswirtschaftliche Brauchbarkeit des Systems für deutsche Verhältnisse unter Berücksichtigung der arbeitsrechtlichen, sozialhygienischen, sozialethischen und sozialpädagogischen Zusammenhänge eingehend untersucht wird.

Das Taylorsystem wird in der Art, wie es in amerikanischen Fabriken angewandt wird, erklärt und seine Hauptgrundsätze erläutert, früher aufgetretene Ideen in Wirtschaft und Wissenschaft werden besprochen.

Der Verfasser behandelt die gesellschaftlichen Verhältnisse der Vereinigten Staaten, ihre Weltanschauung und Kultur, die den sozialen Nährboden des Taylorsystems darstellen und dessen Kenntnis wichtig ist, mit tiefem Verständnis für die wirtschaftlichen Verhältnisse der Union.

Die Anwendbarkeit des Taylorsystems für die deutsche Industrie wird von Söllheim eingehend untersucht und hierbei eine Darstellung der deutschen Wirtschafts- und Kulturentwicklung bis zur Gegenwart gegeben, hierdurch schafft er den sicheren Standpunkt für die Beantwortung der Frage.

Verfasser weist darauf hin, daß das System, um lebensfähig zu sein, sich in Deutschland ganz anderen Bedingungen anpassen muß. Die wichtigsten Merkmale des Systems werden an den sozialpolitischen und arbeitsrechtlichen Grundlagen unserer neuen Wirtschaftsverfassung gemessen, das Betriebsrätegesetz, Tarifverträge und ihre Einflüsse werden berücksichtigt. Hierbei wird der fundamentale Unterschied zwischen der manchesterlich-liberalistischen Wirtschaftspolitik Nordamerikas und der sozialer eingestellten deutschen Arbeitsverfassung dargetan.

Das Buch weist auf die Verschiebung der werkpolitischen Machtverhältnisse, deren Umgestaltung noch in Fluß ist, hin und betont die Schwierigkeit, angesichts der gegenwärtigen Verhältnisse das Taylorsystem in Deutschland einzuführen, zumal praktische Erfahrungen fast ganz fehlen.

Das Werk bietet durch seine eingehende Beschreibung der Arbeiter- und Angestelltenauslese sowie der Lohnverfahren nach Taylor in dieser Hinsicht außerordentlich reiches Material.

Söllheim verneint die Frage, ob Taylor etwas Neues bringt, denn vor ihm haben z. B. Francis Bacon (um 1500), Thaers (um 1800), Marshall (1885) und besonders Whitworth und Reuleaux auf die wirtschaftlichen Vorteile einer Normalisierung und Typisierung hingewiesen, namentlich letzterer geht weit über Taylor hinaus, der immer nur von einer Normung innerhalb eines Betriebes spricht. Auch über die Zeit- und Bewegungsstudien und ihre Vorteile haben ältere Forscher, z. B. Babbage lange vor Taylor geschrieben.

Der Verfasser weist darauf hin, daß lange bevor Taylors Hauptwerk »Shop management« erschien (1903) die Maschinenfabrik Wolf, Magdeburg, die AEG, L. Loewe u. a. vollkommen durchgeführte Gliederung ihrer Betriebe mit getrennter Einzelteilfabrikation usw. hatten. Es fehlte nur die rigorose Arbeiterausnützung und das Merkmal des Schnelligkeitsakkords mit seinem Höchstpensum.

Der Verfasser zeigt dann die Grenzen der Einführbarkeit und die Möglichkeit, für deutsche Verhältnisse eine Förderung der wissenschaftlichen Betriebsführung unter Mitwirkung der Wissenschaft und der Organisationen der Arbeitnehmer zu erzielen, um unseren Wiederaufbau mit den geringsten inneren Reibungen zu vollziehen.

Das dritte Werk, von H. B. Drury, stellt eine geschichtliche und kritische Würdigung des Taylorsystems dar. Der Verfasser beschreibt die verschiedenen Löhnungsmethoden und gibt in graphischen Darstellungen interessante Vergleichsbilder; auch die Zeitstudien und ihre verschiedenen Anwendungsformen werden berücksichtigt. Namentlich die viel umstrittene Gewinnbeteiligung der Arbeitnehmer wird überaus eingehend untersucht.

Wenn man eine Wissenschaft studieren will, so ist eine Kenntnis der führenden Männer und ihrer wichtigsten Arbeiten unerläßlich.

Das vorliegende Buch enthält ausgezeichnete Lebensbeschreibungen von Taylor und seiner Schüler und Führern der Bewegung wie Gantt, Barth, Hathaway, Cooke, Gilbreth, Emerson usw.

Die Einführung und Handhabung des Systems in den größeren Werken der Union, in welchen die Führer tätig waren, werden besprochen und kritisch beleuchtet und über den gegenwärtigen Stand in Amerika und Europa berichtet.

Die Stellungnahme der Gewerkschaften zu dem System, die durchweg eine Gegnerschaft darstellt, wird an Beispielen studiert und bietet sehr viel interessantes Material, so wird z. B. nachgewiesen, daß die wissenschaftliche Betriebsführung nicht imstande ist, Tarifverhandlungen zu ersetzen, wohl aber wird die Möglichkeit der Zusammenarbeit mit den Gewerkschaften zugegeben, obwohl naturgemäß eine starke Anfeindung des Systems durch die Arbeiterführer unbestreitbar ist. Aber es ist Tatsache, daß sich die Industrie (auch die deutsche) allgemein in der von der wissenschaftlichen Betriebsführung gezeichneten Richtung bewegt.

Zusammenfassend muß gesagt werden, daß sich die drei besprochenen Bücher ausgezeichnet zum Studium der wissenschaftlichen Betriebsführung eignen und jedem, der sich mit der Materie befassen muß, empfohlen werden können. Naturgemäß stößt man oft auf Wiederholungen, ein Umstand, der sich bei der Behandlung des gleichen Stoffes durch verschiedene Autoren nicht vermeiden läßt. Behr.

Die Taxation maschineller Anlagen. Von **Dr. Felix Moral.** Verlag Berlin, Julius Springer. Preis M. 30, geb. M. 42.

Eignungs-Psychologie. Von **Henry C. Link (J. M. Witte).** Anwendung wissenschaftlicher Verfahren bei der Auswahl und Ausbildung von Angestellten und Arbeitern. Verlag München-Berlin, R. Oldenbourg. Preis geh. M. 75, geb. M. 95.

Wirtschaftliche Nachrichten.

Mineralöle und Fette. Bericht der Firma Sachsenöl-Gesellschaft m. b. H., Dresden, den 22. Juni 1922.

Das Geschäft auf dem Mineralölmarkt hat sich seit Bekanntwerden der Erhöhung des Goldzollzuschlages um weitere 500 vH (M. 60 per 100 Kilo) ab 25. ds. und der Gütertarife um 25 vH ab 1. Juli sehr belebt. — Seit kurzer Zeit besteht in obersten Regierungskreisen ein sehr starker Pessimismus in bezug auf die weitere Entwicklung der Mark. Die Zukunft des Dollars, also die Grundlage für die Preisbewegung auf dem Mineralölmarkt, ist schwer vorauszusagen. Vorerst wirken die meisten Faktoren einer Markbesserung entgegen, es ist jedoch bei dem hohen Dollarstand eine gewisse Vorsicht am Platze. — Es notieren im Großhandel per Kilo, verzollt, einschließlich Faß ab Dresden:

amerik. Maschinenöl-Raff., Visk. 2—20 b. 50	M. 23,—	bis M. 40,—
amerik. Spindelöl-Raff., Visk. 2—7 b. 20 .	» 21,—	» » 22,—
» Heißdampf-Zylinderöl, Flp. 270—320	» 30,25	» » 36,75
Sattdampf-Zylinderöl, Flp. 220—240 . .	» 22,—	
Maschinenöl-Dest., Visk. 3—11 b. 50 . . .	» 23,—	» » 24,50
Spindelöl-Dest., Visk. 3—7 b. 20	» 20,25	» » 21,—
Bohröl, weißlöslich	» 25,—	
Vaselinöl, weißlich, Visk. ca. 8 b. 20 . .	» 39,25	
Putzöl, hellgelb	» 10,75	
Maschinenfett	» 26,—	
Harzöl-Wagenfett (Schwimmfett)	» 12,50	
Fischtran, dunkelbraun	» 20,—	

Kleine Mitteilungen.

Der **Österreichische Verein für Kälte-Industrie** hielt am 22. April 1922 in Wien seine 11. ordentliche Hauptversammlung ab.

Der Obmann hielt vor Eingang in die Tagesordnung dem vor kurzem verstorbenen Mitbegründer und langjährigen Ausschußmitgliede Herrn Hofrat Professor Dr. Wilhelm Suida einen warm empfundenen Nachruf, in dem er dessen Verdienste um Wissenschaft und Technik sowie besonders um den Österreichischen Verein für Kälte-Industrie würdigte.

1. Schriftführer Schulrat Professor Alois Schwarz erstattet den nachstehenden Bericht über die Tätigkeit des Vereins im Jahre 1921:

Auch im abgelaufenen Vereinsjahr konnte der Verein mit Rücksicht auf die andauernden außerordentlichen Verhältnisse und den vollständigen Stillstand der Kälteindustrie eine bemerkenswerte Tätigkeit nicht entwickeln. Seine Tätigkeit beschränkte sich ausschließlich auf die weitere Herausgabe der Vereinszeitschrift, welche nur dank der Opferwilligkeit des Verlags für Fachliteratur überhaupt erscheinen konnte. Der Eingang an Mitgliederbeiträgen war ein derart geringer, daß mit ihnen nur der kleinste Teil der Herstellungskosten gedeckt werden konnte, so daß der Verlag den ganzen Fehlbetrag bei der Herausgabe der Zeitschrift, der sich auf mehrere hunderttausend Kronen beläuft, aus eigenen Mitteln geben mußte. Ebensowenig konnten die Kanzleikosten aus Vereinsmitteln gedeckt werden und sie wurden vorschußweise vom Schriftführer getragen.

Die Auskunftsstelle des Vereins wurde nur in einzelnen Fällen in Anspruch genommen, da Bedarf nach Kältemaschinen ein sehr geringer zu sein scheint und die Interessenten Neuanlagen wegen der hohen Anschaffungskosten nur selten in Erwägung ziehen. Auch der Export von Kältemaschinen nach den Balkanländern, welcher zu einigen Hoffnungen berechtigte, scheint noch nicht eingesetzt zu haben, da die Verhältnisse dieser Länder noch immer keine Stabilität zeigen. Ein Vertreter der serbischen Regierung hatte beim Schriftführer des Vereins vorgesprochen, um sich über die Bezugsquellen für Kältemaschinen zu informieren, und es wurden ihm seitens des Schriftführers die entsprechenden Auskünfte erteilt und Druckschriften zur Verfügung gestellt; ebenso wurden ihm seitens einiger Vereinsmitglieder Auskünfte erteilt und Besichtigungen von Kühlanlagen ermöglicht.

Mit den befreundeten Kältevereinen wurden die alten Beziehungen aufrechterhalten, besonders mit dem Deutschen und dem Holländischen Kälteverein. Bei der vom 9. bis 11. Juni in Hamburg abgehaltenen Tagung des Deutschen Kältevereins war der Verein durch den Schriftführer Schulrat Prof. Schwarz vertreten, welcher bei dieser Gelegenheit die freundlichste Aufnahme fand und auch die Grüße des österr. Vereines übermittelte. Mit der neugegründeten Internationalen Kälteorganisation konnten bisher keine Beziehungen angeknüpft werden, da bei dessen Gründung Österreich als ehemals feindlicher Staat zur Organisation nicht eingeladen wurde; es ist jedoch auf Anregung des Bundesministeriums des Äußeren seitens des Bundesministeriums für Handel, Gewerbe und Industrie an den Verein die Anfrage gerichtet worden, ob der Anschluß an diese internationale Organisation als zweckmäßig erachtet wird. Der Verein hat diese Zuschrift dahin beantwortet, daß ein solcher Anschluß im Interesse der Wiederanbahnung internationaler Verbindungen und der Teilnahme an den Beratungen für die Gesetzgebung bezüglich der Kältetransporte und der Lebensmittelfürsorge wünschenswert erscheint und daß die Bundesregierung für den Fall einer erfolgten Einladung durch die französische Regierung sich dieser Organisation, zu der die meisten Staaten bereits ihren Beitritt angemeldet haben, anschließen und den entsprechenden Beitrag leisten soll.

Für den 15. Juli ist der Verein zu der nach München einberufenen Tagung des Deutschen Kältevereins eingeladen, und es wurde der Schriftführer aufgefordert, bei dieser Gelegenheit einen historischen Vortrag über das Thema »50 Jahre Kälte-Industrie« zu halten, bei welcher Gelegenheit dem Altmeister und Begründer der Kälte-Industrie Geheimrat Prof. Dr. von Linde anläßlich seines 80. Geburtstages eine besondere Ehrung bereitet werden soll.

Der Mitgliederstand hat im Laufe des letzten Vereinsjahres neuerlich einen kleinen Rückgang zu verzeichnen. Der Weiterbestand des Vereines wird nur dann möglich sein, wenn seitens der Bundesregierung und der an dem Bestand des Vereins interessierten Firmen durch entsprechende Subventionen wenigstens die weitere Herausgabe der Vereinszeitschrift ermöglicht wird.

Der in der letzten Hauptversammlung des Vereins im Interesse des Fortbestandes des Vereins angeregte Anschluß an die neugegründete Gesellschaft für Wärmewirtschaft konnte trotz mehrfachen Verhandlungen nicht realisiert werden, da dieser Verein infolge mangelnder Mittel seine Tätigkeit einstellen mußte. Es wird der Versuch gemacht werden müssen, den Anschluß an eine andere technische Körperschaft zu finden, um auf diese Weise den weiteren Bestand des Vereins zu sichern.

Von den sonstigen bemerkenswerten Ereignissen ist hervorzuheben, daß der langjährige Förderer des Vereins für Kälte-Industrie, der Herr Bundesminister für Ernährungswesen Dr. Alfred Grünberger, in der neuen Bundesregierung zum Bundesminister für Handel, Gewerbe, Industrie und öffentliche Bauten ernannt wurde, in welcher Eigenschaft er seine bewährte Fürsorge für die Interessen der Kälte-Industrie und für unseren Verein gewiß wie bisher betätigen wird.

Im neuen Vereinsjahr wird es Aufgabe der Vereinsleitung sein, die Grundlagen für den Fortbestand des Vereines, welcher in Zukunft neue Aufgaben zur Förderung der Kälte-Industrie zu erfüllen haben wird, durch Beschaffung der erforderlichen Mittel zu ermöglichen.

Der Bericht wird zur Kenntnis genommen und dem Schriftführer für seine mühevolle und selbstlose Tätigkeit der Dank ausgesprochen.

2. Vorlage des Rechnungsabschlusses für das abgelaufene Vereinsjahr.

Der Kassier Direktor Josef Wälder erstattet den Bericht über die Kassagebarung. Der Verlag für Fachliteratur hat den bedeutenden Abgang in dankenswerter Weise auf seine Rechnung übernommen und die aufgelaufene Differenz dem Verein nachgesehen. Ebenso hat der Schriftführer die Kosten der Kanzleiführung sowie die Reisekosten aus eigenen Mitteln getragen. Über Antrag des Revisors wird dem Kassier die Entlastung erteilt und dem Verlag für Fachliteratur für sein Entgegenkommen der Dank ausgesprochen.

3. Wahlen von vier Ausschußmitgliedern.

An Stelle der satzungsgemäß ausscheidenden Herren: Dr.-Ing. Philipp Porges, Oberbaurat Ing. Eduard Engelmann, Direktor Franz Mrazek und des verstorbenen Hofrates Prof. Dr. Wilhelm Suida. Die drei erstgenannten Mitglieder werden durch Zuruf wiedergewählt und an Stelle des Letztgenannten wird Herr Alois Wieser, Direktor der Vereinigten Eisfabriken, neugewählt.

4. Wahl der Obmänner der drei Arbeitsabteilungen.

Es werden gewählt die Herren: Prof. Dr. Hugo Strache, Ing. Robert Schwarz und Prof. Dr. Adolf Cluß.

5. Wahl von Rechungsprüfern.

Es wird gewählt: Obering. Richard Sockel in Wien und Obering. Richard Neumann in Königsfeld.

6. Feststellung des Haushaltungsplanes für das Jahr 1921.

Nachdem infolge der Valutaverhältnisse mit den im Vorjahre ausgeschriebenen Mitgliedsbeiträgen der Verein sein Auskommen unmöglich finden kann, um auch nur einen Teil der Kosten der Herausgabe der Zeitschrift zu decken, wird beschlossen, die Beiträge in nachstehender Weise zu erhöhen: Für Körperschaften, Aktiengesellschaften und Firmen, je nach Umfang des Unter-

nehmens, der Betrag von 5000 bis 10 000 österreichischen Kronen, für Einzelpersonen 1000 österreichische Kronen. In der Tschechoslowakei für Körperschaften und Firmen 200 tschechoslowakische Kronen, für Einzelpersonen 50 tschechoslowakische Kronen. Für Mitglieder in anderen Staaten werden die Beiträge nach dem Stande der betreffenden Valuta festgestellt.

Gleichzeitig wird beschlossen, an das Ministerium für Handel, Gewerbe, Industrie und öffentliche Bauten, ebenso an das Ministerium für soziale Verwaltung Ansuchen um Bewilligung entsprechend erhöhter Subventionen zu richten, ebenso an die Stadtgemeinde Wien, und diese Gesuche im betreffenden Bundesministerium persönlich durch eine Abordnung des Vereins zu überreichen.

7. Beschlußfassung über den Beitritt zur Association Internationale du froid.

Es wird beschlossen, einer Anregung des Bundesministeriums für Handel, Gewerbe, Industrie usw. den Beitritt zu dieser Assoziation anzustreben, falls das Bundesministerium den Beitrag für diese Vereinigung dem Vereine zur Verfügung stellt.

Forschungsheim für Wärmeschutz e. V., München. Dem Tätigkeits-Bericht (seit Gründung, 1. Oktober 1918, bis zum 1. April 1922), erstattet von dem wissenschaftlichen Leiter Privatdozenten Dr.-Ing. Karl Hencky, entnehmen wir:

A. Wirken in der Öffentlichkeit. I. Ausstellungen: Im ganzen wurden bisher zwei Ausstellungen beschickt. 1. Ausstellung: Sparsame Baustoffe, Berlin 1918/19. Da als »sparsame Bauweise« nur diejenige zu bezeichnen ist, welche auf einen möglichst niedrigen Gesamtaufwand für Bau- und Beheizungskosten sieht, wurde in dieser Ausstellung eine wissenschaftliche Gruppe mit dem Titel »Die Wärme im Sparbau« zusammengestellt. Sie sollte zeigen, daß nicht nur hohe Wirtschaftlichkeit für Heiz- und Kochanlagen erforderlich ist, sondern, daß in erster Linie durch bauliche Maßnahmen für einen möglichst kleinen Wärmebedarf zu sorgen ist. Zur Durchführung des letzten Grundsatzes ist es wichtig, auch die Methoden zur Bestimmung des Wärmedurchganges kennenzulernen. Aus diesem Grunde vereinte sich in der gesamten Gruppe:

1. die Zentrale für das Ofensetzergewerbe Deutschlands (Heiztechnische Landeskommission München) (Wärmeerzeugung),
2. das Laboratorium für Technische Physik der Technischen Hochschule München (Wärmedurchgang),
3. das Forschungsheim für Wärmeschutz e. V., München (Wärmeschutz).

Die letztere Abteilung enthielt folgende Gegenstände: a) Vergleichende Darstellung des Wärmeschutzes alter und neuer Bauweisen. Es war dabei an Hand von nur dem Vergleiche dienenden Zahlen für einige charakteristische Bauformen gezeigt, wie stark der Wärmedurchgang der Wände den Wärmebedarf eines Hauses beeinflußt und wie durch Verwendung schlecht leitender Baustoffe (auch Wärmeschutzstoffe) Material und Beheizungsstoffe erspart werden können. b) Berücksichtigung wärmewirtschaftlicher Grundsätze bei Bauprojekten. Für das von Herrn Professor Schachner in München bearbeitete Kleinhaus ist eine vergleichende Berechnung des Wärmebedarfes vorgenommen und die Möglichkeit der Wärmeersparnis durch geeignete bauliche Ausgestaltung anschaulich klargelegt. c) Vermeidung von Schwitzwasser in Gebäuden durch ausreichenden Wärmeschutz. Feuchtigkeitsniederschlag an den Innenwänden von Räumen entsteht vielfach durch eine zu hohe Wärmedurchlässigkeit der Wand. Die hier einschlägigen zur Verhinderung dienenden Gesetzmäßigkeiten sind anschaulich dargestellt.

2. Ausstellung für Wasserstraßen- und Energiewirtschaft in München 1921. Der Berichterstatter hat sich in seiner Zugehörigkeit zum Lehrkörper der Technischen Hochschule an der Zusammenstellung der Gruppe »Wärmeschutz der Gebäude« beteiligt. Im Auftrage der Bayerischen Landeskohlenstelle bearbeitete das Forschungsheim für Wärmeschutz ferner die Gruppe: »Isolierung von Rohrleitungen und Behältern«, welche folgende Tafeln enthielt:

1. Mittelwerte der Wärmeleitzahlen von Kork- und Torfplatten in Abhängigkeit von Temperatur und Raumgewicht,
2. Mittelwerte der Wärmeleitzahlen von gebrannten Kieselgursteinen in Abhängigkeit von Temperatur und Raumgewicht,
3. Mittelwerte der Wärmeleitzahlen von Wärmeschutzmassen in Abhängigkeit von Temperatur und Raumgewicht,
4. Temperaturabfall in isolierten Rohrleitungen für verschiedene Wärmeträger,
5. Wärmeersparnis durch Isolierung von Rohrleitungen und Behältern,
6. Wärmeersparnis durch Isolierung von Kesselmauerwerk,
7. die Bedeutung der Wärmeleitzahl für die praktische und wirtschaftliche Anwendung der Wärmeschutzstoffe,
8. Auslegung der Grundtypen von Isoliermitteln für die verschiedenen Temperaturen und Verwendungszwecke in Modellen.

Die Ausstellung war als Wanderausstellung sodann in Berlin, Breslau, Königsberg, Düsseldorf, Ludwigshafen a. Rh. gezeigt worden. Die beiden Ausstellungsgruppen haben viel Beachtung gefunden, was die zahlreichen Nachfragen nach den Tafeln und Beschreibungen derselben bewiesen. Neuerdings ist die Aufforderung zur Teilnahme an zwei weiteren Ausstellungen ergangen. Bei dieser starken Zunahme der Ausstellungstätigkeit wird die stete Beteiligung nicht möglich sein, weil sie auf Wochen jede wissenschaftliche Tätigkeit lahmgelegt und auch eine zu große finanzielle Belastung entsteht.

II. Veröffentlichungen. Über die wichtigsten Fragen des Wärmeschutzes, über die bei der Versuchstätigkeit und der Zusammenarbeit mit der Praxis gesammelten Erfahrungen wurde in den verschiedenen Fachzeitschriften berichtet. Es sind nachfolgende Aufsätze erschienen: 1. Der Wärmeschutz der Gebäude — Ein Grunderfordernis sparsamer Bauweise (von Prof. Dr. Osc. Knoblauch und Dr.-Ing. K. Hencky) Sitzungsbericht des Reichsverbandes zur Förderung sparsamer Bauweise, Berlin 1919, Probeheft S. 40). 2. Der Wärmeschutz von Gebäuden (von Dr.-Ing. K. Hencky) Bayerisches Industrie- und Gewerbeblatt 1919, S. 34; ein Nachtrag hierzu in demselben Blatt 1919, S. 146. Der Aufsatz ist eine Erläuterung zu der in Berlin gebotenen Ausstellung. Die Genehmigung zu einem vollständigen Abdruck wurde der Redaktion der Süddeutschen Bauzeitung erteilt (1919, S. 17). Ein ausführlicher Bericht erschien von Dipl. Architekt Schulthes in der Schweiz. Bauzeitung 1919, S. 221. 3. Über den Wärmeschutz von Luftschichten in vertikalen Wänden (von Dr.-Ing. K. Hencky) Sitzungsbericht des Reichsverbandes zur Förderung sparsamer Bauweise 1919, S. 111. Der Aufsatz erschien auf Anregung des Reichsverbandes, um die Unsicherheit in der Beurteilung des Wärmeschutzes von Luftschichten zu beseitigen. Kurze Inhaltsangabe: Zur Beurteilung des Wärmeschutzes einer Luftschicht ist der Begriff der »äquivalenten Wärmeleitzahl« eingeführt worden, welche direkt mit der Wärmeleitzahl für feste Stoffe vergleichbar ist. Es ist dabei festgestellt, daß der von einer Luftschicht in der üblichen Stärke von 9 bis 12 cm bewirkte Isolierwert nicht wesentlich anders einzuschätzen ist, als der einer gleich starken Wand aus gewöhnlichen Baustoffen, wie Ziegel, Kiesbeton, Schlackenbeton. Die Anordnung einer solchen Luftschicht ist also bei gleicher Gesamtstärke der betrachteten Wände nur baustoffsparend, aber noch nicht wärmesparend. Eine Wärmeersparnis wird erst dann erzielt, wenn die Luftschichten in dünnere Parallelschichten geteilt sind. 4. Ein einfaches, praktisches Verfahren zur Bestimmung des Wärmeschutzes verschiedener Bauweisen (von Dr.-Ing. K. Hencky, Gesundh.-Ing. 1919, S. 437). Genehmigung zum Abdruck wurde erteilt an die Zeitschrift für die ge-

samte Kälteindustrie 1919. 5. Zur Berechnung des Wärmebedarfs verschiedener Bauweisen (von Dr. Osc. Knoblauch und K. Hencky) Bayer. Industrie- und Gewerbeblatt 1920, S. 11; Gesund.-Ing. 1920, S. 73. 6. Zur Geschichte der neueren Wärmedurchgangszahlen (von Osc. Knoblauch und K. Hencky) Gesundheits-Ing. 1920, S. 433, 436. Kurze Inhaltsangabe zu 5. und 6.: Die Methoden zur experimentellen Bestimmung des Wärmeleitvermögens der Baustoffe und zur Berechnung von Wärmedurchgangszahlen, durch welche eine gewisse Überprüfung der bisherigen in der Technik benutzten Werte angebahnt werden sollte, sind zum Teil mißverstanden worden und bedurften daher einer näheren Erläuterung. Die damalige Streitfrage ist heute wohl als in den Grundzügen geklärt anzusehen. 7. Die Wärmeverluste durch ebene Wände (mit besonderer Berücksichtigung des Bauwesens von Dr.-Ing. K. Hencky) im Verlag Oldenbourg 1921 erschienenes Buch mit einer umfassenden Darstellung der Berechnungsweise. 8. Die Methoden zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit und ihre kritische Würdigung (von Dr.-Ing. K. Hencky im Technischen Handel 1920, Nr. 47/48, auszugsweise veröffentlicht). 9. Wärmetechnische Berechnungen und Versuche für die in der Lehrkolonie München angewandten Bauweisen (Bericht an das Bayerische Sozialministerium von K. Hencky) Zeitschrift für Wohnungswesen 1920, S. 324. 10. Untersuchungen über die wärmewirtschaftliche Anlage, Ausgestaltung und Benutzung von Gebäuden. Aus Anlaß der Ausstellung für Wärmewirtschaft München 1921 bearbeitet von Prof. Dr. Osc. Knoblauch, Prof. Rich. Schachner und Privatdozent Dr.-Ing. Karl Hencky. Herausgegeben von der Bayerischen Landeskohlenstelle München. Mit der Neuanschaffung größerer Versuchsräume und der erweiterten Vereinstätigkeit wurde versucht, besondere Mitteilungen im eigenen Verlage herauszugeben. Die Gründe dafür werden auseinandergesetzt. Als erstes Heft erschien: »Forschungsergebnisse über den Wärmeschutz und dessen praktische Bedeutung für die Industrie« (von Dr.-Ing. Karl Hencky und Dipl.-Ing. J. S. Cammerer). 1. Auflage Juli 1921. 2. Auflage September 1921. Das zweite Heft ist im ersten Entwurf fertig und behandelt: »Die Wärmeverluste von Rohrleitungen«.

III. Vorträge. Es wurden vom Berichterstatter 12 Vorträge über das Forschungsheim und über die von diesem bearbeiteten Fragen gehalten.

IV. Beratende Tätigkeit. Die beratende Tätigkeit erstreckte sich neben der Auskunftserteilung an viele Private und an industrielle Werke auch auf die Teilnahme an Ausschußverhandlungen öffentlicher und privater, gemeinnütziger Körperschaften. Im übrigen steht das Forschungsheim in regem Schriftenaustausch mit anderen, das Fachgebiet berührende Forschungsstellen der Industrie und der Hochschulen.

B. Laboratoriumstätigkeit. Die Laboratoriumstätigkeit zerfällt in zwei Gruppen:

1. Die gutachtliche Tätigkeit auf Grund bereits ausgearbeiteter Verfahren,
2. Forschungstätigkeit, also die Durchführung von Versuchen zur Bearbeitung noch ungelöster Aufgaben des engeren und weiteren Fachgebietes.

I. Gutachtliche Prüfungstätigkeit. Bis zum 1. April 1922 waren geprüft:

19 plattenförmige Stoffe (Kork- und Torfplatten),
17 Isoliersteine,
45 Wärmeschutzmassen und Schalen,
9 Materialien in loser Fühlung,
7 isolierende Wandkonstruktionen.

Die Feststellungen bezogen sich auf Bestimmung des Raumgewichtes und der Wärmeleitfähigkeit, ferner wurde auch in einzelnen Fällen die Wasseraufnahmefähigkeit untersucht.

II. Forschungstätigkeit. Bei Eröffnung des Betriebes im Oktober 1918 war das Hauptaugenmerk darauf zu richten, zunächst die bereits auf dem Fachgebiet vorliegenden Forschungsarbeiten nach dem für die Praxis besonders wichtigen Inhalt zu sichten, und es kann nicht geleugnet werden, daß trotz der hervorragenden, bereits vorliegenden Arbeiten noch manche für die Praxis besonders wertvolle Frage ungelöst war, aber eben nur durch einen intensiven Einblick in diese entdeckt werden konnte. Es wurde so die Aufmerksamkeit auf folgende Fragen gelenkt: 1. Einfluß der Korngröße auf die Wärmeleitfähigkeit der Stoffe. (Vgl. Veröffentlichung Ziff. 7.) Über diese Frage wird demnächst in anderem Zusammenhange berichtet. Es sei nur erwähnt, daß die Zunahme der Wärmeleitzahl mit dem Raumgewicht zwar als Regel gilt, es ist aber eine Regel mit sehr vielen Ausnahmen, die gerade durch die Korngröße bedingt sind. 2. Einfluß der Feuchtigkeit auf die Wärmeleitzahl. Die Kenntnisse sind noch recht dürftig und auch durch unsere Veröffentlichungen noch nicht genügend geklärt. Es war eine systematische Untersuchung geplant, die erst in der nächsten Zeit in der erforderlichen großzügigen Weise in Angriff genommen werden kann. 3. Die Isolierung in Luftschichten. (Vgl. die hierauf bezüglichen Veröffentlichungen Ziff. 3 und 7. Weitere Mitteilungen werden folgen.) 4. Vorarbeiten zur Vereinheitlichung der Garantiezahlen über den Wärmeverlust bei Wärmeschutzanlagen, insbesondere Rohrleitungen. Längere, sich hierauf beziehende Abhandlungen erscheinen als Heft 2 und 3 unserer Mitteilungen. 5. Versuche zur Bestimmung des Wärmedurchgangswiderstandes von Teerfarbanstrichen auf Heizflächen für eine Bergwerks-Aktiengesellschaft. 6. Umfangreiche Versuche zur Ermittlung der günstigsten Isolierstärke für das Hafenkühlhaus in Köln.

Patentbericht.

Patente.

Anmeldungen.

17a, 10. G. 55116. Gesellschaft für Lindes Eismaschinen, A.-G., Wiesbaden. Entlüftung von Kältemaschinen. 26. 10. 21.

17a, 14. R. 51037. Dr.-Ing. E. Rumpler, Berlin-Johannisthal. Kleinkälteapparat mit abwechselnd als Kocher und Absorber dienendem Behälter. 1. 9. 20.

17a, 2. A. 35411. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher, Wyß & Cie., Zürich, Schweiz; Vertr.: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann, Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Kreiselverdichter, insbesondere für Kälteanlagen. 6. 5. 21.

17a, 9. W. 56118. Wilhelm Weckerle, Zuffenhausen. Umlaufvorrichtung für die Sperrflüssigkeit von Stopfbüchsen an Kältemaschinen. 30. 8. 20.

17a, 19. S. 53567. Halleck Wager Seaman, Chicago; Vertr.: F. A. Hoppen, Pat.-Anw., Berlin SW 68. Kältemittel für Kompressionskältemaschinen. 2. 7. 20. V. St. Amerika. 27. 5. 18.

17a, 20. D. 38471. Henri Jean Daußen, Paris; Vertr.: Dr. C. Schmidtlein, Pat.-Anw., Berlin SW 11. Kaltluftmaschine. 22. 10. 20. Frankreich 6. 1. 20.

17a, 18. A. 35409. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher, Wyß & Cie., Zürich; Vertr.: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann, Dipl.-Ing. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Verdampfer für Kältemaschinen mit im Verdampfergehäuse vorgesehenen Einbuchtungen. 30. 4. 21.

17b, 6. A. 34982. Andreas Ackermann, Nürnberg, Maffeipl. 15. Vorrichtung zur Herstellung von Speiseeis. 28. 2. 21.

17c, 3. Sch. 60148. Dr. Wilhelm Schmid, Stuttgart, Lenzhalde 47. Verfahren zur Benutzung von Düngesalzen zu Kältemischungen für Milchkühlung und danach im gelösten Zustande als Düngemittel. 9. 12. 20.

17d, 4. R. 53007. David Mc Nab Ramsay, Glasgow, Schottl.; Vertr.: Dr.-Ing. R. Geißler, Pat.-Anw., Berlin SW 11. Lager für umlaufende Oberflächenkondensatoren. 13. 5. 21. England 31. 5. 20.

17f, 11. J. 19781. Hugo Ibing, Recklinghausen, Paulusstr. 13. Verfahren zum Wärmeaustausch zwischen zwei nicht mischbaren Flüssigkeiten verschiedener Dichte durch unmittelbare Berührung ohne trennende Zwischenwände. 3. 11. 19.

17f, 11. R. 51620. L. A. Riedinger, Maschinen- und Bronzewarenfabrik A.-G., Augsburg. Schmiedeeisernes Rippenrohr für Kühl- und Heizzwecke. 25. 11. 20.

17g, 3. M. 70246. Rudolf Mewes, Berlin, Pritzwalkerstr. 8. Vakuumtransport- und -aufbewahrungsgefäß für flüssige Luft u. dgl. 25. 6. 20.

17g, 3. S. 48109. Sprengluft-Gesellschaft m. b. H., Berlin. Verfahren zur Herstellung explosionssicherer Vakuumgefäße für verflüssigte Gase und von Sprengluftpatronen. 8. 4. 18.

17g, 3. S. 49816. Vulkan Gesellschaft für Hütten- und Bergwerksbedarf m. b. H., Berlin. Verfahren zur Herstellung komprimierter Gase aus verflüssigten Gasen; Zus. z. Anm. S. 48930. 14. 3. 19.

Erteilungen.

17b, 2. 357225. Johannes Moll, Berlin-Schmargendorf, Forkenbeckstr. Eislager hinter dem Eisgenerator. 3. 8. 21. M. 74668.

17a, 1. 357842. Balsa Refrigerator Korporation, New York, Vertr.: H. Springmann, E. Herse und F. Sparkuhle, Pat.-Anwälte, Berlin SW 61. Anordnung einer Kompressionskältemaschine in einem Kühlschrank. 7. 7. 20. B. 94959. V. St. A. 12. 2. 15 und 4. 1. 17.

Löschungen.

17d. 261827. — 17f. 190789. 17g. 344039, 324662, 337400.

Gebrauchsmuster. (Eintragungen.)

17a. 817602. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, A.-G., Augsburg. Doppelrohrwärmeaustauschapparat für Kältemaschinen. 6. 4. 20. M. 65345.

17f. 812778. Albert Kaps, Halle a. S., Bölkestr. 3. Doppelrohrwärmeaustauschvorrichtung. 27. 3. 22. K. 89706.

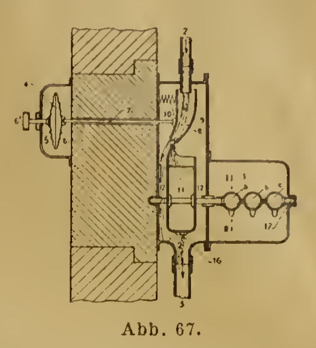
17f. 814473. Fritz Homann, Dissen, Teutoburgerwald, und Richard Pabst, Köln-Kalk, Kaiserstr. 21. Aus Schmiedeeisen hergestellte Heiz- und Kühltrommel. 10. 4. 22. P. 37024.

Auszüge aus den Patentschriften.

17a, 8. 352577. Vorrichtung zur Beeinflussung des Betriebes einer mit einem durch fließendes Wasser gekühlten Kondensator ausgestatteten und durch einen Motor angetriebenen Kältemaschine. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher Wyss & Cie. in Zürich, Schweiz.

Gemäß vorliegender Erfindung, welche eine Vorrichtung zur Regelung und Sicherung des Betriebes einer mit einem durch fließendes Wasser gekühlten Kondensator ausgestatteten, mit einem Motor angetriebenen Kältemaschine zum Gegenstand hat, ist eine Steuervorrichtung des Antriebsmotors von einer von der Kühlwirkung und von einer von der durch den Kondensator geführten Kühlwassermenge abhängigen Einrichtung wenigstens zeitweise beeinflußt.

In Abb. 67 ist 1 der elektrische Schalter für den (nicht gezeichneten) Elektromotor, 2 der Zulauf des Kühlwassers, 3 der Ablauf hierfür und 4 ein mit einem Medium gefülltes Membrangehäuse, das von außen durch die Kühlwirkung der Kältemaschine beeinflußt wird. Das Medium, welches in das Membrangehäuse eingefüllt ist, ist z. B. ein in gesättigtem Zustand befindliches Gas mit einer gewissen Flüssigkeitsmenge, so daß durch eine geringe äußere, durch die Kühlmaschine oder die Umgebung erwirkte Temperaturänderung eine verhältnismäßig beträchtliche Druckänderung im Membrangehäuse entsteht, wo durch der Mittenabstand der beiden Membranwände 5 und 6 sich ändert. Da die Membranwand 5 in der Mitte durch die Schraube 6′ ortsfest gehalten ist, so verschiebt z. B. bei abnehmender Kühlwirkung bzw. steigender Temperatur die gegenüberliegende Membranwand 6 den beweglichen Stift 7, welcher auf eine Düse 8 einwirkt, nach rechts. Diese Düse ist an einem Drehpunkt 9 aufgehängt und wird durch eine Feder 10 ständig gegen den Stift 7 angedrückt. Das bei 2 eintretende Kühlwasser, welches entweder vom Kondensator der Kältemaschine in die Schalteinrichtung oder von der Schalteinrichtung aus erst in den Kondensator läuft, wird durch die Düse 8 nach links abgelenkt. Je nach dem Grad der Ablenkung gelangt nun die bei 2 einströmende Wassermenge entweder zu einem kleineren oder größeren Teil oder insgesamt in den Kipper 11 oder in ihrer Gesamtheit neben diesen Kipper. Das links neben dem Kipper ablaufende Wasser wird durch das Ablaufrohr 3 weggeleitet.


Abb. 67.

Wird nun der Wasserdurchfluß durch den Kipper entweder durch Unterbruch in der Wasserleitung oder durch Ablenkung mittels der Düse 8 (infolge entsprechender Verschiebung des Stiftes 7 durch das Membrangehäuse 4) unterbrochen oder vermindert, so sinkt der Wasserstand im Kipper 11 und der Kipper fällt in einem gewissen Moment um. Durch das Umkippen des Kippers wird der elektrische Schalter 1 (s. Abb.) in dem Sinne betätigt, daß der Strom unterbrochen und dadurch der Elektromotor, welcher zum Antrieb der Kältemaschine dient, stillgesetzt wird.

Patent-Ansprüche:

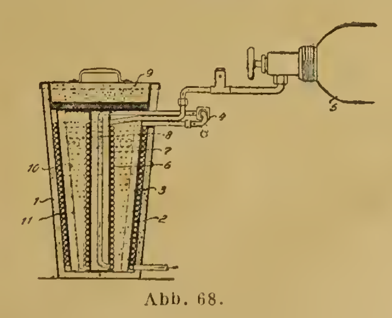
1. Vorrichtung zur Beeinflussung des Betriebes einer mit einem durch fließendes Wasser gekühlten Kondensator ausgestatteten und durch einen Motor angetriebenen Kältemaschine, dadurch gekennzeichnet, daß ein in an und für sich bekannter Weise von der Kühlwirkung beeinflußter Regler (4, 5, 6) diejenige Menge des Kühlwassers steuert, welche zur Beeinflussung einer zweiten Regelvorrichtung (11) dient, die ihrerseits den Antriebsmotor steuert.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zum Steuern des Antriebsmotors ein Kipper (11) dient, welcher je nach der durchfließenden Kühlwassermenge plötzlich in die eine oder andere von zwei Grenzlagen kippt.

17b, 2. 351706. Vorrichtung zum Kühlen und zur Eisherstellung. Franz Zabinski in Düsseldorf.

Patent-Anspruch:

Vorrichtung zum Kühlen und Herstellung von Eis mittels durch zwei konzentrische Rohrschlangen fließender expandierender Kohlensäure, dadurch gekennzeichnet, daß die mittlere Rohrschlange die nur zur Eisgewinnung verwendet wird, herausnehmbar angeordnet ist, so daß die äußere Schlange allein zum Kühlen verwandt werden kann.


Abb. 68.

17a, 11. 352579. Kreiselverdichter, insbesondere für Kälteanlagen. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher Wyss & Cie. in Zürich, Schweiz.

Zweck vorliegender Erfindung ist es, einen Kreiselverdichter, welcher insbesondere für Kälteanlagen bestimmt ist, mit wenigstens einem geschlossenen Lager zu schaffen, bei welchem das Überströmen von Schmiermitteln und Fördermitteln aus einem

Lager ins andere vermieden sind. Zu diesem Zwecke ist erfindungsgemäß für jedes geschlossene Lager des Verdichters ein besonderer Kreislauf für das Schmiermittel des Lagers vorgesehen. Dabei ist der Druck des Schmiermittels im betreffenden Kreislauf dem Druck des Födermittels des Verdichters angepaßt, welches in das betreffende Lager gelangt.

Patent-Ansprüche:

1. Kreiselverdichter, insbesondere für Kälteanlagen, welcher wenigstens ein geschlossenes Lager aufweist, dadurch gekennzeichnet, daß für jedes geschlossene Lager des Verdichters ein besonderer Kreislauf für das Lagerschmiermittel vorgesehen ist, dessen Druck dem Drucke des in das betreffende Lager gelangenden Födermittels des Verdichters angepaßt ist.

2. Kreiselversichter nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in Verbindung mit jedem Schmiermittelkreislauf eine besondere Fördereinrichtung für das Schmiermittel vorgesehen ist.

17g, 1. 353063. Zylindermaschine zur Erzielung sehr tiefer Temperaturen. Ebenezer Arthur William Jefferies in Worcester, V. St. A.

Gemäß der Erfindung besteht der Zylinder *a* aus einer Metallhülle *e* mit einer Innenbekleidung *f* von geringer Wärmekapazität. Die Bekleidung, welche das wesentliche Merkmal der Erfindung bildet, besteht hauptsächlich aus faserigem Material,

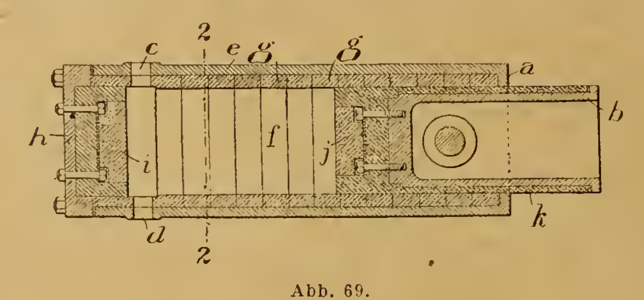


Abb. 69.

wie Papier, Holzfaser, Asbestfaser o. dgl., die durch ein starkes Bindemittel, wie Bakelit, zusammenhehalten werden. Im Bedarfsfalle kann eine geringe Menge von Graphit zugesetzt werden. Die Masse wird unter hohem Druck in Ringe *g* geformt, und es wird genügende Hitze angewendet, um das Klebemittel zum Abbinden zu bringen.

Die beschriebene Auskleidung kann durch Zusammensetzung einer großen Anzahl dünner Ringe aus gewöhnlichem Manila-Zeichenpapier auf einem hohlen Kern hergestellt werden, dessen Außendurchmesser etwas geringer als derjenige des Kolbens *b* ist. Bevor diese Ringe auf dem Kern zusammengestellt werden, werden sie mit einem Klebmittel, beispielsweise flüssigem Bakelit, getränkt, und eine Oberfläche kann mit gepulvertem Graphit bestreut werden. Der hohle Kern wird dann erhitzt, indem man seinen Innenraum unter Dampfdruck setzt, und die zusammengesetzten Ringe werden mit großer Gewalt entweder in einer hydraulischen Presse oder durch Aufpressen von Metallringen auf die Enden des Kernes mittels einer Anzahl von Bolzen gegeneinandergepreßt. Der starke Druck preßt den überflüssigen Bakelit heraus, so daß nichts davon außer einem klebenden Häutchen zwischen den Papierlagen zurückbleibt. Die Hitze und der Druck wird mindestens vierundzwanzig Stunden aufrechterhalten. Am Schlusse dieser Zeit haben sich die Stoffe, nämlich das Papier, Graphit und Klebmittel, zu einer festen Masse vereinigt. Der Dampf wird dann aus dem Kern abgelassen, welcher sich abkühlt und gestattet, daß die Masse in Form eines Ringes leicht abgezogen werden kann. Der so hergestellte Ring besteht hauptsächlich aus gepreßter Papierfaser, welche in einer Drehbank leicht abgedreht und gebohrt werden kann und dann eine glatte, dichte, schwarze Oberfläche von sehr geringer Wärmekapazität aufweist. Diese Oberfläche ist praktisch selbstschmierend und hat die besondere Eigenschaft, daß sie bei starker Kälte fester und zäher wird, was bei hauptsächlich aus Graphit bestehenden Verbundstoffen oder solchen, die nicht unter starkem Druck und Wärme hergestellt wurden, nicht der Fall ist.

Der Zylinderkopf *h* besitzt vorzugsweise ebenfalls eine faserige Bekleidung *i*, ebenso die Stirnfläche des Kolbens *b* und der Umfang des Kolbens.

Patent-Anspruch:

Zylindermaschine zur Erzielung sehr tiefer Temperaturen durch die Entspannung eines gepreßten gasförmigen Mittels, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenwände allseitig mit Faserstoff ausgekleidet sind, der unter Druck und Hitze durch ein Klebmittel zu einer Masse in sich vereinigt hat.

Deutscher Kälte-Verein.

Vorsitzender: Geh. Rat Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz, Technische Hochschule Danzig.
Schriftführer: A. Kaufmann, Oberingenieur. Adr.: Berlin NW 23, Brückenallee 11.
Schatzmeister: E. Brandt, Direktor. Adr.: Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Arbeitsabteilung I: Für wissenschaftliche Arbeiten. Obmann: Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig.
Arbeitsabteilung II: Für Bau und Lieferung von Maschinen, Apparaten. Obmann: Ober-Ing. Heinr. Meckel, Berlin-Pankow.
Arbeitsabteilung III: Für Anwendung von künstlicher Kälte und Natureis. Obmann: Direktor A. Lucas, Leipzig A.

Die Sitzung des **Berliner Kälte-Vereins** am 27. Juni litt unter der Stillegung des Straßenbahnverkehrs am Tage der Beerdigung des ermordeten Ministers Rathenau.

Trotzdem erstattete Herr Altenkirch seinen Bericht über eine Arbeit von Briggs: Versuchsmäßige Bestimmung der Ursachen des Verdampfungsverlustes von flüssiger Luft in Vakuumflaschen (vgl. S. 129, rechte Spalte, dieses Heftes).

In der lebhaften Besprechung wurde darauf hingewiesen, daß der Nachweis, daß die Hauptwärmemenge durch Strahlung übertragen wird, mit den Rechnungen von Hencky über den Wärmedurchgang durch Luftschichten sehr gut übereinstimmt. In der Patentliteratur findet man auch Konstruktionen, die den Verhältnissen Rechnung tragen, nämlich Flaschen mit mehrfachen Wänden.

Im übrigen wurde das Thema in phantastisch-humoristischer Weise weiter behandelt, so daß es nicht nur ein lehrreicher, sondern auch ein heiterer Abend wurde.

In Vertretung des Schriftführers: **Martin Krause.**

In Vertretung des Vorsitzenden: **E. Brandt.**

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

8. Heft | August 1922 | 29. Jahrgang

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Allgemeine Ermittlung der Kälteleistung von Kompressionskältemaschinen durch Messung der umlaufenden Menge des Kälteträgers.

(Mitteilung aus dem Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Danzig.)

Von Dipl.-Ing. Franz Weisker.

(Schluß.)

Durchführung der Versuche.

Schon bei wenigen Vorversuchen hatte sich gezeigt, daß beim Durchgang des flüssigen Ammoniaks durch die Meßöffnung trotz der Nähe des Verdampfungspunktes ein Temperaturabfall, der auf ein Verdampfen hätte schließen können, oder eine anderweitige Störung nicht eintrat. Auch bei den Hauptversuchen wurde immer nur eine Temperatursenkung von durchschnittlich weniger als ½° C beobachtet, die allein durch die Drosselung bedingt ist. Demnach konnte an die eigentliche Aufgabe, die Bestimmung der Durchflußzahlen, herangegangen werden. Diese sind abhängig von Dichte und Zähigkeit der Flüssigkeit, Form und Größe des Durchflußquerschnittes und dessen Verhältnis zum Rohrquerschnitt und schließlich von der Strömungsgeschwindigkeit, d. h. von dem Druckunterschied Δp beim Durchfluß. Zähigkeit und Dichte sind von der Temperatur abhängig. Da nun nach den Erfahrungen mit Ausfluß von Wasser[1]) die Temperatur erst bei größeren Änderungen merkliche, über den Bereich der Meßfehler hinausgehende Einflüsse ausübt, wurde von einer besonderen Untersuchung in dieser Richtung abgesehen. Dies erscheint umsomehr berechtigt, als praktisch die in Betracht kommende Durchflußtemperatur, d. h. die Unterkühlungstemperatur, sich in recht engen Temperaturgrenzen zu halten pflegt. Das Verhältnis der Durchmesser von Mündung d und Rohr D kommt nach den Versuchsergebnissen[2]) mit Wasser und Luft erst bei einem Wert $\frac{d}{D} > 0{,}2$ zur Geltung, eine Zahl, die in unserem Falle selbst bei der größten Meßöffnung III nicht erreicht wurde, da sie dann nur $\sim 0{,}14$ betrug. Damit verblieb nur noch die experimentelle Lösung der Frage, in welcher Weise die Durchflußzahl μ von der Größe und Lage des Druckunterschiedes Δp bei den drei Mündungen abhängt.

Das erforderte demnach drei Versuchsreihen, indem für jede Mündung bei konstantem Druck vor der Öffnung, also konstantem Kondensatordruck, der Druckunterschied von etwa 1 at bis auf 4 at gesteigert wurde. Diese Erhöhung der Druckdifferenz, oder was gleichbedeutend ist, der umlaufenden Menge des Ammoniaks, wurde soweit als möglich auch bei gleicher Verdampfertemperatur allein durch Steigerung der Kompressordrehzahl bewirkt. Wurde nun die höchste Drehzahl erreicht, so mußte natürlich zu einer höheren Verdampfertemperatur gegriffen und bei dieser der ganze Tourenbereich durchlaufen werden. Jedenfalls wurden Gruppen von 5 bis 6 Versuchen erzielt, in denen das Ammoniak einen ungefähr identischen Kreisprozeß durchlief und nur seine Menge sich änderte. Da schon nach der früheren überschläglichen Rechnung die beiden ersten Mündungen den Bereich der untersuchten Anlage nahezu völlig erschöpften, wurden bei der größeren dritten nur noch Druckunterschiede von wenig mehr als 1 at erreicht. Sie wurde daher für die nächste Untersuchung fortgelassen, zumal die beiden andern Öffnungen vollauf genügten, um die Frage zu klären, ob auch die Lage des Druckunterschiedes, die absolute Größe der ihn erzeugenden Drücke, eine Rolle spielt. Praktisch bedeutet dies, ob bei gleichbleibendem Druckunterschied Δp die verschiedene Höhe des Kondensatordruckes einen Einfluß ausübt.

Auswertung der Versuche.

Zur Auswertung überhaupt herangezogen wurden nur die Abschnitte der Versuche, in denen ein guter Beharrungszustand vorhanden gewesen war, von dem man sich an Hand der in einem Schaubild aufgetragenen Ablesungswerte überzeugen konnte. Um das lästige Operieren mit dem Wasserwert zu vermeiden, mußte vor allem die Sole am Schluß des Versuches die genau gleiche Temperatur wie am Anfang besitzen. Alle Bezeichnungen sind nach den[1]) »Regeln für Leistungsversuche an Kälteanlagen« gewählt.

Die wärmetechnischen Daten für Ammoniak sind den neuen, im Dezemberheft 1921 der Zeitschr. f. d. ges. Kälteindustrie veröffentlichten Dampftafeln, entnommen.

Die Verdampfertemperatur t_0 war durch t_6 unmittelbar gegeben. Ihre Kontrolle bildet die Sättigungstemperatur t''_9 im Saugrohr, die stets etwas niedriger war, weil ja der hier herrschende Druck je nach den Strömungsverlusten unter dem Verdampferdruck bleibt. Die Kondensatortemperatur t ist entsprechend dem aus Manometerablesung p und Barometerstand b gewonnenen absoluten Druck aus den Dampfzahlentafeln zu ermitteln. Vor und hinter dem Kondensator und an der Austrittsstelle des Verdampfers waren die Wärmeinhalte i_2, i_u und i_1 festzulegen. Hiervon ist i_u entsprechend der Unterkühlungstemperatur t_u als Wärme-

[1]) A. Schneider, a. a. O.

[2]) A. Gramberg, Technische Messungen, 4. Aufl. Springer, Berlin, 1920, S. 169.

[1]) a. a. O.

inhalt des flüssigen Ammoniaks unmittelbar aus den Dampfzahlentafeln zu bestimmen. Wegen des Drosselvorgangs herrscht hinter dem Regulierventil der gleiche Wärmeinhalt $i_4 = i_u$. An den Meßstellen 2 und 7 haben wir es mit überhitztem Dampf zu tun, für dessen Wärmeinhalt allgemein gilt:

$$i = i'' + c_p \ (t - t'').$$

Die hierin vorkommende, mittlere spezifische Wärme c_p wurde als Funktion der Überhitzungs- und Sättigungstemperatur aus einem in der Fischerschen Dissertation enthaltenen Schaubild abgegriffen. Um einen Maßstab für die Überhitzung am Verdampferaustritt zu haben, wurde entsprechend dem für das Naßdampfgebiet geltenden Begriff des spezifischen Dampfgehaltes x ein fingierter Dampfgehalt $x_7 > 1$ aufgestellt. Es ist nun

$$x = \frac{i - i'}{r} \text{ und mit } i_7 = i_0'' + c_p (t_7 - t_0)$$

$$x_7 = \frac{i_0'' - i_0' + c_p (t_7 - t_0)}{r_0} \text{ und da } i_0'' - i_0' = r_0,$$

$$x_7 = 1 + \frac{c_p (t_7 - t_0)}{r_0}.$$

Der Kondensator ist als Doppelrohrkondensator ausgebildet, sodaß das im äußeren Ringraum strömende Ammoniak seine Wärme teils an das im inneren Rohr fließende Kühlwasser, teils an die Raumluft abgibt. Mit der stündlichen Menge G_w in kg/h und den Temperaturen t_{we} und t_{wa} beträgt die mit dem Kühlwasser abgeführte Wärme:

$$Q_w = G_w \ (t_{wa} - t_{we}) \text{ in kcal/h.}$$

Für die Wärmeübertragung an die Raumluft kann nach den »Regeln für Leistungsversuche an Kälteanlagen« (a. a. O.) die Wärmeübergangszahl zu 6 kcal/h und °C geschätzt werden. Die äußere Oberfläche des Kondensators beträgt 7,0 m². Für das sich in ihm allmählich verflüssigende Ammoniak, das anfangs überhitzt, dann lange Zeit gesättigt und schließlich unterkühlt ist, kann als mittlere Temperatur die Kondensatortemperatur t angesehen werden, während die Luft die Raumtemperatur t_R besitzt. Somit ergibt sich die vom Ammoniak an die Raumluft abgestrahlte Wärme Q_L, die nur ein kleines Korrektionsglied von Q_w darstellt.

$$Q_L = 6 \cdot 7{,}0 \cdot (t - t_R) = 42 \ (t - t_R) \text{ in kcal/h.}$$

Daher ist die gesamte Kondensatorleistung:

$$Q = Q_w + Q_L.$$

Die Nettokälteleistung, die in unserem Falle durch Anwärmen der Sole wieder ausgeglichen wurde, wird durch folgenden Rechnungsgang ermittelt. Ist H_s in mm die an dem Solemeßgefäß abgelesene Höhe des Solespiegels über der Mitte der Ponceletöffnung von 318,3 m² Durchgangsquerschnitt und μ_s die Ausflußzahl, so ist das stündliche Solevolumen

$$V_s = 160{,}5 \cdot \mu_s \cdot \sqrt{H_s} \text{ in l/h.}$$

Die Ausflußzahl μ_s wurde als Funktion von H_s, der ebenfalls abgelesenen Temperatur t_s und dem spezifischen Gewicht γ_s der Sole aus Kurventafeln entnommen, die von Schneider[1]) nach seinen mit derselben Öffnung für Kochsalzsole gefundenen Werten aufgestellt waren. Die nicht ganz korrekte Übertragung dieser an Kochsalzsole bestimmten Zahlen auf die tatsächlich benutzte Chlormagnesiumsole[2]) dürfte nicht allzu bedenklich sein. Das spezifische Gewicht der Sole war wegen der größeren Zuverlässigkeit des Aräometers bei + 15°C zu γ_{s15} in kg/l gemessen worden.

Um seinen Wert γ_s bei der Temperatur t_s zu erhalten, mußte es mit einem Beiwert ξ multipliziert werden, der einem Schaubild der Fischerschen[3]) Dissertation zu entnehmen war. Somit ist das stündliche Solegewicht: $G_s = V_s \cdot \xi \cdot \gamma_{s15}$ in kg/h. Die spezifische Wärme c_s in kcal/kg wurde den Tabellen von Landolt und Börnstein[4]) entnommen. Demnach ergibt sich mit den Soletemperaturen für Ein- und Austritt, t_{se} und t_{sa}, die Nettokälteleistung:

$$Q_0' = G_s \cdot c_s \cdot (t_{sa} - t_{se}) \text{ in kcal/h.}$$

Zur Nettokälteleistung kommt hinzu, da wir die Bruttokälteleistung vom Regulierventil bis zum Verdampferaustritt rechnen wollen, die Einstrahlung in den Verdampfer einschließlich der Rührwerksarbeit und die Einstrahlung in die Ammoniakleitung vom Regulierventil zum Verdampfer. Für die Einstrahlung in den Verdampfer war bei normalem Rührwerksgang nach den Versuchen von Fischer[5]) ein Mittelwert von 7,52 kcal/h pro Grad Temperaturunterschied zwischen Sole und Raumluft gefunden worden. Als mittlere Soletemperatur im Verdampfer kann nach der Untersuchung von M. Krause[5]) unbedenklich die tiefste Soletemperatur t_{sa} eingesetzt werden, da bei dem großen Fassungsvermögen des Verdampfers und der kräftigen Durchmischung mittels Rührwerks die ständig hinzutretende kleine Menge angewärmter Sole die Temperatur kaum erhöht. Es ist daher: $Q''_0 = 7{,}52 \ (t_R - t_{sa})$ in kcal/h. An der Meßstelle 4 und dem kurz dahinter befindlichen Ventil war die Isolierung entfernt, so daß es berechtigt erscheint, t_4 als maßgebende Ammoniaktemperatur in diesem Leitungsstück anzusprechen. Die Wärmeabgabe wurde zu 8 kcal/h pro Grad Temperaturdifferenz geschätzt. Dann beträgt die Einstrahlung in die Leitung vom Regulierventil zum Verdampfer:

$$Q_0''' = 8 \cdot (t_R - t_4) \text{ in kcal/h.}$$

---

[1]) a. a. O.

[2]) Im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Danzig sind zurzeit Ausflußversuche mit Chlormagnesiumsole im Gange. Sie zeigen bisher, daß die Ausflußzahlen bei gleicher Ausflußhöhe, Temperatur und gleichem spezifischen Gewicht um fast 1 vH höher sind als bei der Kochsalzsole, worauf am Schluß der vorliegenden Arbeit noch zurückzukommen sein wird.

[3]) a. a. O.

[4]) Ein Vergleich dieser Zahlen mit den neueren von Koch (Zeitschr. f. d. ges. Kälteindustrie 1922, Heft 3) zeigte für die in Betracht kommenden Werte nur geringe Abweichung.

[5]) Zeitschr. f. d. ges. Kälteindustrie 1917, S. 88.

Damit ist die Bruttokälteleistung:

$$Q_0 = Q_0' + Q_0'' + Q_0'''.$$

Die stündlich umlaufende Menge G_a des Ammoniaks ergibt sich durch folgende Rechnung. Die von 1 kg Ammoniak im Kondensator unter konstantem Druck abgegebene Wärme ist $i_2 - i_u$ und die auf der Strecke vom Regulierventil bis zum Verdampferaustritt unter Verdampferdruck aufgenommene Wärme $i_7 - i_u$. Die entsprechenden Gesamtwärmemengen sind Q und Q_0 in kcal/h und demnach die daraus sich ergebenden Ammoniakmengen:

$$G_a'' = \frac{Q}{i_2 - i_u} \text{ und } G_a' = \frac{Q_0}{i_7 - i_u} \text{ in kg/h.}$$

Die unabhängig voneinander gefundenen Werte G'_a und G''_a müßten nun eigentlich genau gleich sein, worin ja die Versuchskontrolle bestand. Als wahrscheinlich richtiger Wert wurde das Mittel $G_a = \frac{G_a' + G_a''}{2}$ betrachtet. Um die Versuchsgenauigkeit zu kennzeichnen, wurde noch die prozentuale Abweichung der Größe G'_a von dem Mittelwert G_a mit in die Zahlentafeln aufgenommen. Diese Abweichung lag stets unter 1 vH und meist unter ½ vH.

Zur Berechnung der Durchflußzahl μ wird als Durchflußtemperatur das Mittel der wenig verschiedenen Temperaturen vor und hinter der Meßöffnung, t_u und t_3, angesehen und dementsprechend das spezifische Volumen v' des flüssigen Ammoniaks den Dampfzahlentafeln entnommen. Die Druckdifferenz Δp in at ist durch den Unterschied $p - p'$ der korrigierten Manometerangaben vor und hinter der Mündung gegeben. Um zu zeigen, mit welcher Unterkühlung der Durchfluß erfolgte, wurde noch die zu p' zugehörige Sättigungstemperatur t' errechnet.

Die gesuchte Durchflußzahl μ ergibt sich schließlich durch Einsetzen der Versuchswerte in den Ausdruck:

$$\mu = 0{,}01983 \cdot \frac{G_a}{f} \sqrt{\frac{v'}{\Delta p}}.$$

Hierin ist auszudrücken:

G_a in kg/h, v' in l/kg,
Δp in at und f in mm².

Versuchsergebnisse.

Von den Versuchszahlen werde Zahlentafel 6[1]) in etwas gekürzter Form als Beispiel aufgeführt.

Zur Veranschaulichung der Versuchsergebnisse wurde die Durchflußzahl μ als Funktion der jeweils geänderten Größe, also für die ersten 3 Versuchsreihen abhängig vom Druckunterschied Δp und für die beiden anderen vom Kondensatordruck p aufgetragen (Abb. 70). Legt man durch die einzelnen Versuchspunkte eine sich möglichst vollständig anschmiegende Kurve hindurch, so ergibt sich in allen Fällen eine Horizontale. Es zeigt sich, daß die absolute Größe der Drücke, zwischen denen der Druckabfall der Mündung erzeugt wird, keine Rolle spielt, und daß bei derselben Meßöffnung die Durchflußzahl μ innerhalb des beobachteten, verhältnismäßig hohen Druckbereiches ($\Delta p > 1$ at) keine merkliche Änderung erfährt. Diese Tatsache bringt für die Mündungsmessung den praktischen Vorteil, daß bei Verwendung von Druckunterschieden, die oberhalb eines für den Durchfluß kritischen Wertes liegen, jeder Öffnung eine Durchflußkonstante zugeordnet ist.

[1]) Ausführliche Tabellen, Schaubilder und versuchstechnische Einzelheiten sind in der mit dem gleichen Titel wie die vorliegende Arbeit versehenen Dissertation des Verfassers enthalten (Danzig 1922).

II. Ermittlung von Durchflußzahlen μ an einem Mündungseichapparat.

Die Versuche an der Kältemaschine hatten zwar die Brauchbarkeit der vorgeschlagenen Mündungsmessung dargetan und gewissen Aufschluß über die Größe der Durchflußzahl μ gegeben. Sie litten aber unter den Nachteilen aller indirekten Meßmethoden. Sie waren mühselig, zeitraubend und erforderten sorgfältige Durchführung, zumal die gesuchte Endgröße, die Durchflußzahl μ, aus einer beträchtlichen Anzahl von Einzelbeobachtungen und Tabellen entlehnten Rechnungsgrößen gewonnen wurde, die alle mehr oder weniger zu Fehlern Anlaß gaben. Man mußte daher bestrebt sein, für die Durchflußwerte eine direkte Eichmethode ausfindig zu machen, die einfacher und womöglich genauer ist. Durch eine solche könnten nicht nur die bisherigen Ergebnisse der vorliegenden Arbeit nachgeprüft, verbessert und erweitert werden, sondern auch allgemein Öffnungen, die zur Mündungsmessung an Kälteanlagen dienen sollen, zuvor geeicht oder nach Bedarf nachgeprüft werden. Denn eine individuelle Eichung des Meßorgans unter denselben Bedingungen wie beim späteren Gebrauch dürfte immer der Benutzung von Zahlentafelnwerten vorzuziehen sein, insbesondere bei kleinen Mündungen, bei denen die Bestimmung der Durchmesser ungenau wird.

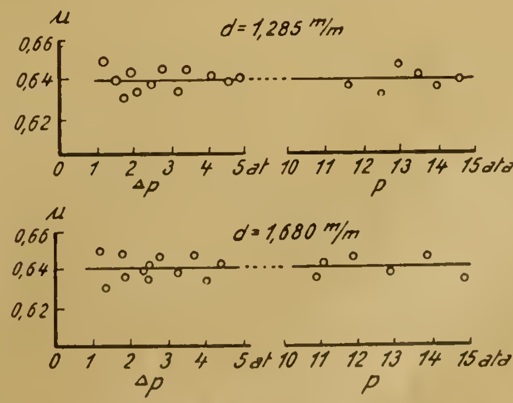


Abb. 70. Ergebnisse der Kältemaschinenversuche.

Der Grundgedanke des nun hier angewandten Eichverfahrens, das Abb. 71 schematisch zeigt, ist kurz folgender:

Zahlentafel 6. Mündung II, $d = 1{,}680$ mm.

Versuchsnummer	—	—	43	50	53	51	52	49	48	47	46	37
Versuchskennzeichen.												
Druckdifferenz an der Meßöffnung	Δp	at	1,09	1,26	1,67	1,79	2,26	2,39	2,67	3,20	3,56	3,97
Druck vor Meßöffnung	p	ata	11,13	11,09	11,09	11,09	11,09	11,10	11,09	11,09	11,11	11,09
Kondensatortemperatur	t	°C	+27,8	+27,7	+27,7	+27,7	+27,7	+27,7	+27,7	+27,7	+27,7	+27,7
Verdampfertemperatur	t_0	°C	−16,1	−16,2	−16,0	−15,8	−16,1	−12,5	−11,8	−12,0	−12,1	−11,5
Unterkühlungstemperatur	t_u	°C	+ 9,4	+11,5	+11,4	+11,5	+11,3	+11,0	+11,1	+11,1	+10,5	+10,4
Spez. Dampfgehalt hint. Verdampfer	x_7	%	102,7	102,6	102,6	102,3	102,7	102,0	100,9	100,5	101,1	102,0
Kompressordrehzahl	n	Umdr./min.	108,7	120,2	134,6	148,3	156,1	133,8	139,3	145,7	157,8	165,0
NH_3-Temperaturen.												
Vor Kondensator	t_2	°C	47,25	51,98	59,74	59,89	63,36	60,03	59,84	59,66	61,06	64,77
Hinter Kondensator vor Meßöffnung	t_u	°C	9,35	11,45	11,35	11,50	11,34	11,02	11,06	11,13	10,52	10,43
Hinter Meßöffnung vor Regulierventil	t_3	°C	9,09	11,43	11,06	11,29	10,97	10,72	10,63	10,67	10,06	9,16
Hinter Regulierventil	t_4	°C	−14,54	−15,59	−15,64	−15,46	−15,59	−11,98	−11,40	−11,49	−11,59	− 9,67
Vor Verdampfer	$t_6 = t_0$	°C	−16,06	−16,20	−16,03	−15,84	−16,11	−12,46	−11,83	−11,99	−12,11	−11,49
Hinter Verdampfer	t_7	°C	+ 0,11	− 0,69	− 0,53	− 1,99	− 0,12	− 0,37	− 6,52	− 9,28	− 5,70	+ 0,55
Kondensatorleistung.												
Kühlung durch Wasser.												
Wasseraustrittstemperatur	t_{wa}	°C	24,130	26,018	25,470	25,698	25,037	25,525	25,253	25,034	24,699	28,405
Wassereintrittstemperatur	t_{we}	°C	8,425	9,631	9,740	9,801	9,711	9,593	9,576	9,611	9,040	7,778
Temperaturzunahme	Δ_w	°C	15,705	16,387	15,730	15,897	15,326	15,932	15,677	15,423	15,659	20,627
Kühlwassergewicht	G_w	kg/h	1150	1146	1453	1455	1732	1670	1841	2025	2152	1684
Kühlwasserwärme	Q_w	kcal/h	18060	18770	22880	23100	26540	26620	28850	31240	33700	34760
Ausstrahlungswärme	Q_L	kcal/h	565	280	340	290	300	380	360	355	380	510
Kondensatorleistung	Q	kcal/h	18625	19150	23220	23390	26840	27000	29210	31595	34080	35270
Solemessungen.												
Solehöhe	H_s	mm	406	401	402	402	404	404	404	406	402	404
Ausflußzahl	μ_s	—	0,612	0,611	0,611	0,611	0,610	0,610	0,610	0,610	0,610	0,610
Spez. Gewicht bei + 15 °C	γ_{s15}	kg/l	1,150	1,130	1,130	1,130	1,130	1,132	1,132	1,132	1,132	1,158
Solegewicht	G_s	kg/h	2287	2227	2228	2228	2228	2233	2233	2238	2225	2280
Soleaustrittstemperatur	t_{sa}	°C	−6,259	−7,886	−7,861	−9,451	−7,894	−6,151	−6,033	−6,032	− 5,507	− 3,752
Soleeintrittstemperatur	t_{se}	°C	+3,526	+2,194	+4,009	+2,626	+5,724	+7,931	+8,945	+9,997	+11,961	+14,964
Temperaturänderung	Δ_s	°C	9,785	10,080	11,870	12,077	13,618	14,082	14,978	16,029	17,468	18,716
Spez. Wärme der Sole	c_s	kcal/h °C	0,767	0,794	0,794	0,794	0,794	0,791	0,791	0,791	0,791	0,757
Nettokälteleistung	Q_0'	kcal/h	17150	17810	21000	21360	24100	24870	26450	28370	30740	32310
Einstrahlung (Verdampfer)	Q_0''	kcal/h	155	215	205	225	210	185	185	185	180	140
Einstrahlung (Ammoniakleitung)	Q_0'''	kcal/h	230	290	280	290	285	240	240	245	240	200
Bruttokälteleistung	Q_0	kcal/h	17535	18315	21485	21875	24595	25295	26875	28800	31160	32650
Umlaufendes Ammoniakgewicht.												
a) aus der Kälteleistung.												
Unterschied der Wärmeinhalte	$i_7 - i_u$	kcal/kg	294,8	292,1	292,2	291,3	292,5	292,0	288,6	287,1	289,7	293,0
Umlaufendes Ammoniakgewicht	G_a'	kg/h	59,5	62,7	73,6	75,1	84,1	86,6	93,1	100,3	107,6	111,4
b) aus der Kondensatorleistung.												
Kondensatorleistung	Q	kcal/h	18625	19150	23220	23390	26840	27000	29210	31595	34080	35270
Unterschied der Wärmeinhalte	$i_2 - i_u$	kcal/kg	308,1	308,4	312,8	312,7	314,8	313,3	313,2	313,0	314,5	316,6
Umlaufendes Ammoniakgewicht	G_a''	kg/h	60,5	62,1	74,2	74,8	85,3	86,2	93,3	100,9	108,4	111,4
Mittleres umlaufendes Ammoniakgewicht	G_a	kg/h	60,0	62,4	73,9	75,0	84,7	86,4	93,2	100,6	108,0	111,4
Abweichung vom mittleren Ammoniakgewicht	$\frac{\Delta G_a'}{G_a}$	%	−0,8	+ 0,5	− 0,4	+ 0,2	− 0,7	+ 0,2	− 0,1	− 0,3	− 0,4	0
Durchflußzahl.												
Druckunterschied	Δp	at	1,09	1,26	1,67	1,79	2,26	2,39	2,67	3,20	3,56	3,97
Sättigungstemperatur zu p'	t'	°C	24,4	23,7	22,4	21,9	20,3	19,9	18,8	16,8	15,5	13,7
Durchflußtemperatur	$\frac{t_u + t_3}{2}$	°C	9,2	11,4	11,2	11,4	11,2	10,9	10,9	10,9	10,3	9,8
Spez. Volumen beim Durchfluß	v'	lit/kg	1,598	1,606	1,605	1,606	1,605	1,604	1,604	1,604	1,602	1,600
Durchflußzahl	μ	—	0,650	0,630	0,648	0,636	0,639	0,634	0,647	0,638	0,648	0,634

Die in einem Zylinder und dessen Enden verbindendem Rohr eingeschlossene Flüssigkeit wird durch Bewegen eines Kolbens im Zylinder in Umlauf versetzt. Aus der Kolbengeschwindigkeit und den Zylinderabmessungen läßt sich die sekundlich umlaufende Menge $V_{wirkl.}$ berechnen, während nach der gleichzeitig im Rohr vorgenommenen Mündungsmessung die theoretische Menge V_{th} zu erwarten wäre.

Wird nämlich der Kolben vollkommen gleichmäßig vorwärts bewegt, und die Zeit z ermittelt, in der er

eine bestimmte Hubstrecke zurücklegt oder das dieser entsprechende Flüssigkeitsvolumen V verdrängt, so passiert in der Zeiteinheit eine Menge $\frac{V}{z}$ die Meßöffnung vom Querschnitt f. Die Strömung ruft an der Mündung einen Druckabfall Δp hervor, der in bekannter Weise mit einem Differentialmanometer gemessen wird, während für die noch notwendige Bestimmung des spezifischen Volumens v' der Flüssig-

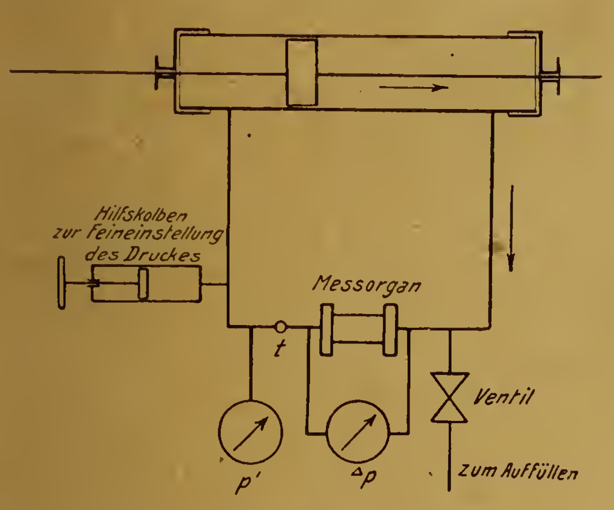


Abb. 71. Schema der Mündungseichanlage.

keit die Durchflußtemperatur t abzulesen ist. Das in dem Rohrstück außerdem eingeschaltete Manometer dient lediglich zur Kontrolle des absoluten Druckes, der ja stets über dem zur Durchflußtemperatur zugehörigen Sättigungsdruck liegen muß, damit ein Verdampfen sicher vermieden wird. Es war nun nach früherem die theoretische Durchflußmenge in der Sekunde:

$$V_{th} = f \cdot \sqrt{2\, g \cdot v' \cdot \Delta p}$$

und die Durchflußzahl $\mu = \frac{V_{wirkl.}}{V_{th}}$.

Daher ist

$$\mu = \frac{V}{z \cdot V_{th}} = \frac{V}{f \cdot z \cdot \sqrt{2\, g \cdot \Delta p \cdot v'}}.$$

Für einen bestimmten Versuchsapparat sind V und g Konstante, so daß sich schreiben läßt:

$$\mu = \frac{C}{f \cdot z \sqrt{\Delta p \cdot v'}}.$$

Die Eichung ist somit rasch und sehr einfach durchzuführen, da nur 3 Werte abzulesen sind: Druckunterschied Δp, Zeit z und Temperatur t beim Durchfluß. Auch die Rechnung ist sehr schnell erledigt, weil nur v' als Funktion von t Tabellen zu entnehmen ist, während alle übrigen Größen unmittelbar einzusetzen sind. Führt man mehrere Versuche bei ziemlich derselben Temperatur aus, die ja ohne künstliche Hilfsmittel mit der Raumtemperatur identisch ist, so bleibt auch v' unverändert, wodurch sich die Berechnung noch weiter vereinfacht.

Die angegebene Eichmethode, die sich in einem geschlossenen Rohrsystem unter beliebigem Druck vollziehen läßt, eignet sich daher allgemein zur Bestimmung von Durchflußzahlen oder irgendwelchen damit zusammenhängenden Eigenschaften besonders für alle solche Flüssigkeiten, die wegen der eintretenden Verdampfung einen Ausfluß in die Atmosphäre nicht vertragen können. Für die Abmessungen der Eicheinrichtung ist maßgebend das wirksame Hubvolumen V des Zylinders, das seinerseits von der zu messenden, sekundlichen Höchstmenge $\frac{V}{z}$ der Flüssigkeit abhängt, da die Durchflußzeit nicht zu klein werden darf. In unserem Falle sollte die Eichung entsprechend den früheren Versuchen zunächst nur auf den Kälteträger Ammoniak beschränkt werden. An der untersuchten Kältemaschine war eine höchste umlaufende Ammoniakmenge von 120 kg/h erzielt worden, die hier auf etwa 375 kg/h erhöht werden möge, um den Versuchsbereich weiter auszudehnen. Mit dem spezifischen Volumen des flüssigen Ammoniaks $v' = \backsim 1{,}6$ l/kg sind dies 600 l/h = 10 l/min. Wird schließlich als kleinste Durchflußzeit ⅓ Minute zugelassen, so muß das wirksame Hubvolumen $V = 10 \cdot \frac{1}{3} = 3{,}3$ l betragen. Da gerade ein gut gearbeitetes Mannesmannrohr von $\backsim$ 100 mm l. W. oder 78,5 cm² Querschnitt, das auch einem Innendruck von 20 at gewachsen war, zur Verfügung stand, wurde dieses als Zylinder gewählt. Dann würde, roh gerechnet, bei dem Querschnitt 78,5 cm² für das Volumen $V = 3300$ cm³ ein Hub von $\backsim$ 42 cm genügen. Mit Rücksicht aber auf die Querschnittsverminderung durch die Kolbenstange, die Breite des Kolbens und die Zuschläge für An- und Auslauf des Kolbens wurde die Baulänge des Rohrzylinders reichlich bemessen und zu 110 cm ausgeführt. Der Kolben erhielt die bei Preßkolben übliche doppelte Stulpdichtung und eine durchgehende Kolbenstange von 16 mm Durchm., die an beiden Enden durch Stopfbüchsen nach außen trat. Eine durchgehende Kolbenstange von gleicher Stärke ist deshalb erforderlich, damit beiderseits vom Kolben eine gleiche Fläche wirksam ist und das gleiche, auf der einen Seite verdrängte Flüssigkeitsvolumen, auf der andern nachströmt. Der weitere Aufbau der Ver-

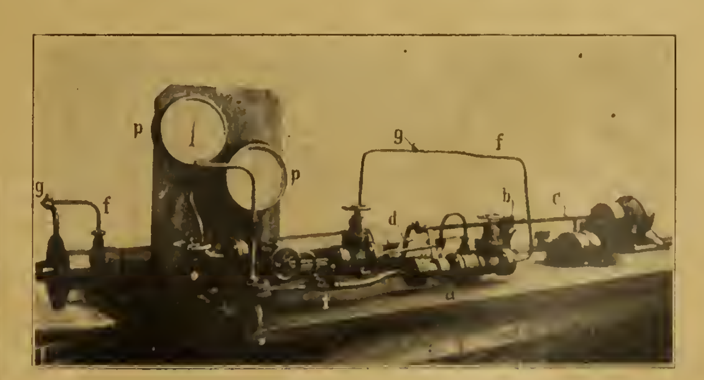


Abb. 72. Eichanlage.

suchseinrichtung wird nunmehr am besten aus dem beigefügten Lichtbild (Abb. 72) ersehen. Die Kolbenstange d ist an ihrem Ende in einen Mitnehmer b fest verschraubt, der von einer kräftigen Leitspindel c fortbewegt wird. Diese schließlich wird mittels Zahn-

radvorgelege und Riementrieb von einem Elektromotor angetrieben. Die Kolbengeschwindigkeit konnte grob durch Wechselräder und Stufenscheiben, fein durch Feld- und Ankerwiderstände des Motors auf den jeweils gewünschten Wert eingestellt werden. Da der Kolben in der Nähe der Hubenden an- bzw. auslaufen muß, so wurde nur das mittlere Stück seines Hubes, etwa 42 cm, als eigentliche Meßstrecke benutzt, in der eine gleichmäßige Geschwindigkeit gewährleistet war. Die Umkehr in den Totpunkten erfolgte automatisch, indem der Mitnehmer *b* durch Kontakte *e* einen Schaltmotor betätigte, der seinerseits den Antriebsmotor allmählich auf den umgekehrten Gang umschaltete. Um die zum Durchlaufen der Meßstrecke benötigte Zeit bequem und genau ermitteln zu können, war am Mitnehmer *b* eine Stoppuhr angebracht. Sie wurde mittels Klinke am Anfang und Ende der Meßstrecke automatisch gestoppt. Man hätte, um alle Ablesungen örtlich zusammenzulegen, natürlich auch eine bei den Manometern angebrachte Uhr elektrisch betätigen können. Von den Zylinderenden führen nun Rohre *f*, die an ihren höchsten Stellen Entlüftungshähne *g* besitzen, zu dem eigentlichen Meßorgan *a*. Dies bestand, um dieselben Verhältnisse wie bei der untersuchten Kältemaschine zu haben, aus der dort benutzten Apparatur, also dem Paßstück (Abb. 60), das die jeweilig zu eichende Mündung aufnimmt und den Anschlußrohren mit den beiden Manometern *p* und *p'*, die zur Anzeige der Druckdifferenz dienen. Vor und hinter dem Meßorgan *a* sind Ventile eingeschaltet, damit nach einmal erfolgter Auffüllung der Anlage mit Ammoniak der beim Ein- und Ausbau der verschiedenen Mündungen unvermeidliche Verlust an Kälteflüssigkeit auf ein Minimum reduziert wird. Kurz hinter dem Meßorgan, im Sinne der Strömung gerechnet, ist das Thermometer *t* angebracht, das die Durchflußtemperatur angibt. An passender Stelle der Rohrleitung ist noch ein Stück abgezweigt mit einem Ventil am Ende, um die Versuchsanlage mit der Kälteflüssigkeit füllen zu können. Zur Feineinstellung des Druckes, der für die in dem Rohrsystem eingeschlossene Flüssigkeit gewünscht wird, ist schließlich ein kleiner Hilfszylinder (Abb. 71) eingeschaltet, dessen Tauchkolben sich mittels Schraubenspindel verschieben läßt.

Nunmehr mögen noch die Vorbereitungen geschildert werden, die nötig sind, um die Anlage betriebsfertig zu machen. Durch Auffüllung mit Öl wurde das zur Meßstrecke gehörige Hubvolumen des Zylinders zu 3,644 l bestimmt.

Dann konnte das Füllen der Anlage mit flüssigem Ammoniak aus den handelsüblichen Stahlflaschen in Angriff genommen werden. Zu diesem Zweck wurde die Stahlflasche mit der Öffnung nach unten so hoch aufgestellt, daß das Ammoniak aus ihr mit natürlichem Gefälle durch ein Füllrohr in die Anlage einlaufen konnte. Vor dem Einlassen wurde der natürliche Druck in der Stahlflasche, der ja nur dem zur Flaschentemperatur zugehörigen Sättigungsdruck des Ammoniaks entsprechen kann, durch Einblasen von Preßluft auf etwa 20 at erhöht. Die Luft sammelt sich dann in dem hochstehenden Bodenteil der Flasche und treibt nach Öffnen des Einlaßventils flüssiges Ammoniak vor sich her in die Anlage. Diese wird unter Hin- und Herbewegen des Kolbens kräftig entlüftet. Das Einfüllventil wurde abgeschlossen und die Flasche entfernt. Wenn nun durch verhältnismäßig geringe Kompression mittels des Hilfskolbens der Druck stark anstieg, so war die Gewähr gegeben, daß sich nur noch die nahezu inkompressible Flüssigkeit in der Anlage befand, während bei Anwesenheit der leicht zusammendrückbaren Luft der Druckanstieg unmerklich gewesen wäre. Die Dichtheit des Hauptkolbens läßt sich bei Ammoniak sehr gut nachprüfen, wenn es vorerst nur auf einer Kolbenseite in den Zylinder gelassen wird. Auf der anderen Seite ist der Zylinder geöffnet, so daß hier Atmosphärendruck herrscht, während jenseits des Kolbens der Druck des Ammoniaks wirkt. Man kann nun den Kolben langsam bewegen und ein Überströmen von Ammoniak an irgendeiner Stelle durch den Geruch wahrnehmen. Vor dem Beginn der Versuche wird man sich zweckmäßig durch einige Probehübe von dem Arbeiten der Anlage überzeugen. Verunreinigungen, die sich etwa vor die Meßöffnung setzen könnten, wurden infolge des Richtungswechsels der Strömung bald fortgespült. Störungen dieser Art traten daher bei der benutzten Eichanlage sehr selten auf. Wichtig ist dagegen, daß der Kolben überall und zu beiden Seiten den gleichen Raum freilegt und die Meßstrecke mit vollkommen gleichmäßiger Geschwindigkeit durchläuft. Diese Bedingungen verlangten rein konstruktiv gleichmäßige Zylinderbohrung, gleiche wirksame Kolbenfläche, gute Bewegungsübertragung und für den Antriebsmotor ein genügendes Trägheitsmoment, um trotz etwaiger ungleichmäßiger Reibung eine konstante Drehzahl einhalten zu können. Einen Maßstab für die Erfüllung dieser Bedingungen bildet nun das bei der Kolbenbewegung auftretende Schwanken der Drücke, das bei der benutzten Anlage ziemlich gering war, obwohl die Manometer garnicht gedrosselt wurden.

Durchführung der Versuche.

Entsprechend der gewünschten Druckdifferenz Δp wurde nach überschläglicher Rechnung die Schaltung der Wechselräder und Stufenscheiben vorgenommen und die genaue Drehzahleinstellung des Elektromotors durch Feld- und Ankerregler besorgt. Dann wurde mit dem Hilfskolben der verlangte Druck hergestellt, wobei darauf zu achten ist, daß in keinem Falle der zur Durchflußtemperatur zugehörige Sättigungsdruck unterschritten wird. Für die eigentliche Messung kommt naturgemäß nur derjenige Hub in Betracht, bei dem das Ammoniak die gewünschte Strömungsrichtung durch die Meßöffnung besitzt, während der Rücklauf ungemessen bleibt. Trotzdem nimmt ein Einzelversuch nur wenige Minuten Zeit in Anspruch, so daß er zur Kontrolle mehrmals wiederholt werden konnte.

Während des Meßhubes wurden die Drücke p und p' mehrfach abgelesen, die Durchflußtemperatur t, die nahezu mit der Raumtemperatur identisch ist, gemessen und die zum Durchlaufen der Meßstrecke benötigte Zeit z abgestoppt. Als allgemeiner Wert wurde noch der Barometerstand b bestimmt, um die absoluten Drücke erhalten zu können.

Untersucht wurde außer den 3 schon früher benutzten Mündungen noch eine größere vierte, deren Durchmesser zu $d_{IV} = 3{,}140$ mm bestimmt wurde, so daß der Querschnitt $f_{IV} = 7{,}744\ mm^2$ beträgt. Die Versuche wurden wiederum wie die an der Kältemaschine durchgeführt, und zwar einmal bei unveränderlichem Druck p vor der Mündung und wechselnder Ammoniakmenge, wodurch sich mit den 4 Mündungen 4 Versuchsreihen ergaben. Hierbei wurde auf Grund der früheren Erfahrungen, die zur Erzielung größerer Genauigkeit die Verwendung möglichst hoher Druckunterschiede Δp nahelegten, erst mit einem solchen von 1,5 at begonnen und bis zu 6 at hinaufgegangen. Ferner wurden, um nochmals den Einfluß der absoluten Druckhöhe zu klären, Versuche bei verschiedenem Druck p und konstantem Druckabfall Δp für 2 Öffnungen, I und III, ausgeführt, was 2 weitere Versuchsreihen ergab.

Auswertung und Ergebnis der Versuche.

Die Manometerablesungen wurden an Hand der Eichkurven korrigiert und dann zur Bildung der Druckdifferenzen $\Delta p = p - p'$ benutzt. Entsprechend der Durchflußtemperatur t wurde das spezifische Volumen v' des flüssigen Ammoniaks den Dampfzahlentafeln entnommen, mit deren Hilfe auch die zu p' zugehörige Sättigungstemperatur t' errechnet wurde, um zu zeigen, mit welcher Unterkühlung der Durchfluß vor sich gegangen war. Danach ergab sich schließlich, wenn für V der gemessene Wert 3,644 l, für g die Zahl 9,815 m/s² eingesetzt und f in mm², v' in l/kg, z in sec und Δp in at ausgedrückt wurde, die gesuchte Durchflußzahl:

$$\mu = \frac{260{,}1}{f \cdot z \cdot \sqrt{\Delta p \cdot v'}}.$$

Von den ausgeführten Versuchen ist für die Mündung III Zahlentafel 20 als Beispiel angeführt.

Zur Veranschaulichung der Versuchsergebnisse wurde die Durchflußzahl μ als Funktion der jeweils geänderten Größe, also abhängig von dem Druckunterschied Δp (Abb. 73) oder dem Druck p aufgetragen.

Es traten wiederum die gleichen prinzipiellen Erscheinungen zutage, die schon bei den Versuchen an der Kältemaschine beobachtet worden waren, nämlich, daß die Durchflußzahl μ bei hoher Durchflußgeschwindigkeit von dieser und dem Druck p unabhängig ist und einen, lediglich von der Größe der Mündung abhängigen, konstanten Wert besitzt. Doch waren diese Versuche offenbar genauer als die vorigen, da die Versuchspunkte weniger streuten. Stellen wir die für die

Zahlentafel 20. **Durchfluß von Ammoniak.**
p = konst.; Δp verschieden.
Barometerstand b = 761,3 mm Hg.

Mündungsdurchmesser	Druck vor der Mündung	Druck hinter der Mündung	Druckunterschied	Durchflußtemperatur	Zu p' gehörige Sättigungstemperatur	Spez. Volumen beim Durchfluß	Durchflußzeit	Durchflußzahl
	p	p'	Δp	t	t'	v'	z	μ
mm	ata	ata	at	°C	°C	l/kg	sec	—
2,195	14,10	12,27	1,83	17,2	31,1	1,628	61,5	0,6 48
(III)	14,13	12,13	2,00	17,3	30,7	1,628	59,3	0,643
	14,15	11,91	2,24	17,4	30,0	1,629	56,3	0,640
	14,12	11,65	2,47	17,3	29,3	1,628	53,4	0,642
	14,10	11,52	2,58	17,5	28,9	1,629	52,3	0,642
	14,09	11,39	2,70	17,2	28,6	1,628	51,4	0,638
	14,12	11,22	2,90	17,4	28,0	1,629	49,6	0,638
	14,10	10,94	3,16	17,3	27,2	1,628	47,2	0,642
	14,13	10,85	3,28	17,2	26,9	1,628	46,2	0,644
	14,11	10,68	3,43	17,3	26,4	1,628	45,0	0,647
	14,14	10,58	3,56	17,4	26,1	1,629	44,6	0,641
	14,12	10,39	3,73	17,2	25,5	1,628	43,7	0,639
	14,10	10,10	4,00	17,3	24,6	1,628	42,2	0,639
	14,13	9,98	4,15	17,4	24,2	1,629	41,2	0,642
	14,15	9,77	4,38	17,3	23,5	1,628	40,4	0,638
	14,12	9,59	4,53	17,5	22,9	1,629	39,2	0,647
	14,13	9,37	4,76	17,4	22,2	1,629	38,5	0,642
	14,10	9,20	4,90	17,5	21,6	1,629	38,1	0,639
	14,13	9,10	5,03	17,3	21,3	1,628	37,1	0,648
	14,15	8,95	5,20	17,5	20,7	1,629	36,8	0,642

einzelnen Mündungen mit Ammoniak unter gleichen Einbauverhältnissen gefundenen Durchflußzahlen beider Versuchsarten einander gegenüber, so erhalten wir folgendes Bild:

	Eichapparat:	Kältemaschine:
μ_{I}	= 0,644	0,638
μ_{II}	= 0,647	0,641
μ_{III}	= 0,642	0,637
μ_{IV}	= 0,637	—

Man erkennt, daß auch zahlenmäßig die Ergebnisse der Versuche an der Kältemaschine und an dem Eich-

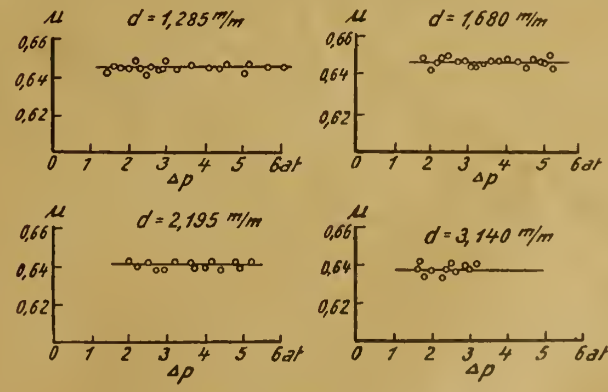


Abb. 73. Versuchsergebnisse am Eichapparat.

apparat recht gut übereinstimmen, obwohl die Durchflußzahlen μ auf ganz verschiedene Weise gefunden wurden. Das dürfte als Beweis für deren numerischer Richtigkeit gelten, soweit nicht die bei beiden Arten gemeinsam benutzten Werte der Durchflußquerschnitte fehlerhaft sind. Über den fast gleichmäßigen Unterschied von 1 vH in den zusammengehörigen Durchfluß-

zahlen beider Versuchsarten wird noch am Schluß der vorliegenden Arbeit gesprochen werden.

III. Ausflußversuche mit Wasser.

Um einen Vergleichsmaßstab für die bisher an Ammoniak gewonnenen Werte und Erscheinungen zu haben, wurden schließlich noch Versuche mit dem Normalstoff Wasser ausgeführt. Hier konnten natürlich, was bei Ammoniak nicht möglich war, Ausflußversuche vorgenommen werden, die den Vorteil haben, daß die ausfließende Menge unmittelbarer Wägung zugänglich ist. Die Versuchsanordnung ist in Abb. 74 dargestellt. Zur Aufnahme der Mündungen diente wiederum das bisher gebrauchte Flanschstück *a* (vgl. auch Abb. 60 und 72). An Stelle des Federmanometers wurde vor der Mündung ein mit Quecksilber gefülltes U-Rohr von solcher Länge eingeschaltet, daß Druckunterschiede bis zu 2,5 at meßbar waren. In der Zuleitung zum U-Rohr war an der höchsten Stelle Entlüftung vorgesehen. Das zum Ausfluß benötigte Wasser wurde einem Hochbassin von großer Spiegelfläche entnommen, dem anderweitig kein Wasser entzogen wurde, so daß der jeweils mittels Ventil eingestellte Druck fast konstant blieb. Das aus der Mündung austretende Wasser konnte entweder frei abfließen oder in einem Rohr aufgefangen und zum Wiegegefäß geleitet werden. Die Ausflußzeit *z* wurde mittels Stoppuhr festgestellt. Bei den kleinen Mündungen wurde eine ungefähr gleiche Ausflußmenge von etwa 13 kg abgestoppt und auf einer gewöhnlichen Tafelwage verwogen. Dadurch war der etwaige Wägefehler immer der gleiche. Im übrigen war die Wage sehr zuverlässig, da noch 2 g einen deutlichen Ausschlag gaben. Bei den größeren Öffnungen wurde eine Ausflußmenge von ungefähr 80 kg gewählt und mittels Dezimalwage gemessen, die ebenfalls sehr zuverlässig war. Die Richtigkeit beider Wagen wurde außerdem für Leer- und Bruttogewicht nachgeprüft, indem das leere und volle Meßgefäß durch geeichte Gewichte ersetzt und dann gewogen wurde. Untersucht wurden außer den früher benutzten 4 Mündungen noch weitere 5 bis zu ∾ 6 mm Durchm. Die Durchmesser der neuen Mündungen wurden mittels Teilmaschine gefunden zu:

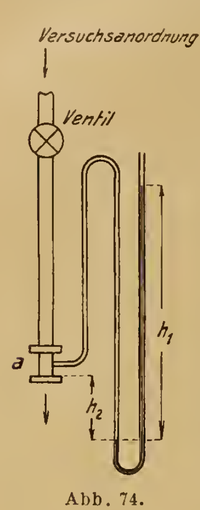


Abb. 74.

d (2) = 2,085 mm
d (3) = 3,100 »
d (4) = 4,025 »
d (5) = 5,030 »
d (6) = 6,040 »

Die entsprechenden Querschnitte sind dann:

f (2) = 3,414 mm²
f (3) = 7,548 »
f (4) = 12,724 »
f (5) = 19,871 »
f (6) = 28,653 »

Insgesamt wurden 9 Mündungen untersucht, deren Durchmesser im Bereich von 1,285 bis 6,040 mm liegen. Die neuen Mündungen erweiterten nicht einfach das bisherige Versuchsgebiet, sondern griffen teilweise in den früher benutzten Durchmesserbereich über. Da sie nämlich in einer andern Werkstatt und offenbar sauberer hergestellt waren, sollte wenigstens an 2 Öffnungen (2 und 3), deren Durchmesser wenig verschieden von denen der früher schon benutzten Mündungen III und IV ausgeführt waren, der Einfluß der Bearbeitung kontrolliert werden. Die obere Grenze von 5 und 6 mm für die Durchmesser der Mündungen wurde gewählt, um einen etwas übergreifenden Anschluß an die Ausflußversuche mit Wasser zu erhalten, die von Schneider[1]) an Ponceletöffnungen ausgeführt wurden, deren Durchmesser mit einem kleinsten Wert von rd. 5 mm beginnen und sich bis zu 50 mm erstrecken. Allerdings hat Schneider seine Ausflußzahlen nur bis zu Ausflußhöhen von höchstens 779 mm WS experimentell gefunden und die zu den sehr beträchtlichen Höhen, wie sie in unserem Falle auftreten, gehörigen Ausflußzahlen lediglich durch Extrapolation gewonnen.

Jede Mündung wurde nun bei 9 bis 10 verschiedenen Stufen von Druckunterschieden $\varDelta p$ untersucht, die sich in den Grenzen von 1 bis 2,5 at bewegten. Ein Einzelversuch ging so vor sich, daß zunächst das Drosselventil so einreguliert wurde, daß der gewünschte Druckunterschied an dem Quecksilbermanometer vorhanden war. Dann wurde die zum Ausfluß von annähernd 13 bzw. 80 kg benötigte Zeit abgestoppt und das genaue Gewicht der ausgeflossenen Wassermenge festgestellt. Während des Versuchs wurde der Stand der Quecksilbersäule am Manometer, die Temperatur t des ausfließenden Wassers und die Raumtemperatur t_R durch häufiges Ablesen kontrolliert.

Auswertung und Ergebnis der Versuche.

Der Unterschied der Quecksilberspiegel in dem U-förmigen Manometerrohr ergibt den Druck in at, wenn berücksichtigt wird, daß bei der Temperatur des Quecksilbers von durchschnittlich + 20° C eine Säule von 732,6 mm dem Wert 1 at entspricht. Wie Abb. 74 schematisch zeigt, lastet nun bei unserer Versuchsanordnung auf dem Quecksilber nicht nur die über der Ausflußmündung befindliche Wassersäule, sondern außerdem eine solche h_2, die von der Mündung bis zum tiefsten Quecksilberspiegel reicht. Für diese verhältnismäßig kleine Wassersäule kann zur Umrechnung in at 1 cm WS = 0,001 at gesetzt werden. Der an der Mündung wirksame Druckunterschied $\varDelta p$ in at ist dann gegeben durch die in at umgerechnete Quecksilbersäule h_1 unter Abzug der ebenfalls in at ausgedrückten Wassersäule h_2. Die minutliche Ausflußmenge G ergibt sich aus der Ausflußzeit z und der in dieser ausgeflossenen, durch Wägung bestimmten Wassermenge. Nach frühe-

[1]) a. a. O.

rein war nun die Ausflußzahl μ definiert als der Quotient $\frac{G}{G_{th}}$, worin die theoretische Ausflußmenge

$$G_{th} = f \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta p}{v'}}$$

war.

Es werde nun eingesetzt:

die Ausflußmenge G in kg/min,
der Mündungsquerschnitt f in mm²,
der Druckunterschied Δp in at,
die Erdbeschleunigung $g = 9{,}815$ m/s²,
das spezifische Volumen von Wasser für die durchschnittliche Ausflußtemperatur von $+15^0$ C: $v' = 1{,}0008$ l/kg.

Dann ist die gesuchte Ausflußzahl:

$$\mu = 1{,}189 \frac{G}{f \cdot \sqrt{\Delta p}}.$$

Von den beobachteten Werten und den sich daraus ergebenden Ausflußzahlen ist Zahlentafel 29 als Beispiel aufgeführt.

Zahlentafel 29. **Ausfluß von Wasser.**

Mündungs-durchmesser	Druckunterschied an der Ausflußöffnung	Ausflußmenge	Ausflußtemperatur	Raumtemperatur	Ausflußzahl
d	Δp	G	t	t_R	μ
mm	at	kg/min	°C	°C	—
6,040	1,104	15,743	11,5	18,5	0,6218
(6)	1,336	17,292	11,3	18,3	0,6209
	1,376	17,571	11,4	18,2	0,6217
	1,469	18,104	11,3	18,4	0,6199
	1,631	19,150	11,2	18,1	0,6223
	1,719	19,661	11,3	18,3	0,6223
	1,915	20,718	11,2	18,4	0,6213
	2,051	21,452	11,1	18,3	0,6216
	2,212	22,250	11,3	18,4	0,6209
	2,353	22,919	11,2	18,2	0,6201

In Abb. 75 sind für einige Mündungen die Ausflußzahlen μ als Funktion vom Druckunterschied Δp dargestellt.

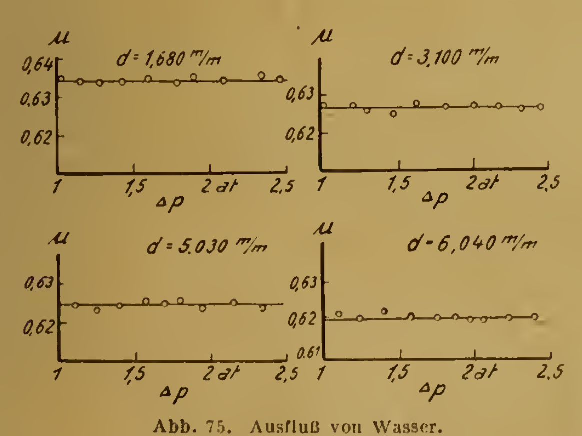


Abb. 75. Ausfluß von Wasser.

Die Kurven bestätigen in ausgezeichneter Weise, zumal die Versuchspunkte wenig streuten, die vorher an Ammoniak beobachteten Erscheinungen. Es zeigte sich auch beim Ausfluß von Wasser, daß in dem Bereich sehr großer Ausflußhöhen ($\Delta p > 1$ at) die Ausflußzahl μ keine Änderung erfährt und dann jede Mündung eine ihr eigentümliche Ausflußkonstante besitzt.

Bei unseren Mündungen von rd. 5 und 6 mm Durchm. macht sich schon etwas der Einfluß des Rohres von 16 mm l. W. bemerkbar, indem die Ausflußzahl zu hoch erscheint. Die eigentlich, beim Ausfluß an einem Gefäß von großem Durchmesser auftretende Ausflußzahl μ läßt sich aber durch folgende Korrektionsformel[1] finden:

$$\mu = \frac{\mu'}{\sqrt{1 + (m \cdot \mu')^2}}.$$

Hierin ist μ' die Ausflußzahl, die bei einem Verhältnis $m = \frac{f}{F}$ von Mündungsquerschnitt f zu Rohrquerschnitt F beobachtet wurde. Danach ergeben sich für die einzelnen Mündungen die folgenden mittleren Ausflußzahlen:

Mündungsdurchmesser: mm	Ausflußzahl: μ
1,285	0,630
1,680	0,634
2,085	0,628
2,195	0,631
3,100	0,626
3,140	0,627
4,025	0,625
5,030	0,621 ($\mu' = 0{,}622$)
6,040	0,619 ($\mu' = 0{,}621$)

Diese Ausflußzahlen wurden in Abb. 76 abhängig vom Mündungsdurchmesser aufgetragen. Zum Vergleich wurde die von Schneider[2]) aufgestellte Kurve eingezeichnet. Sie war durch Extrapolieren seiner

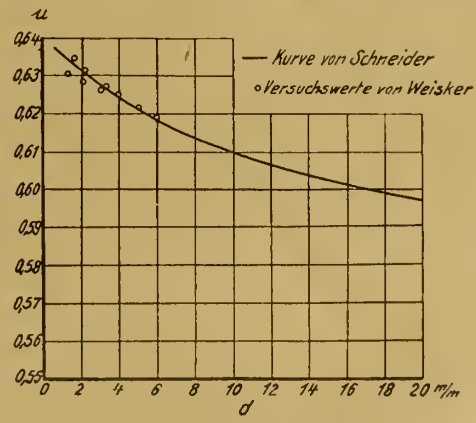


Abb. 76. Ausfluß von Wasser.

Versuchswerte entstanden, die ja bei sehr viel geringeren Ausflußhöhen gefunden waren. Wie der Augenschein lehrt, ist die Übereinstimmung eine nahezu vollkommene. Sehr deutlich tritt bei den kleinen Mündungen die größere Ungenauigkeit in der Bestimmung der Durchmesser zutage, indem die Versuchspunkte nach den kleineren Durchmessern zu in immer stärkerem Maße streuen. Gerade diese Meßfehler und etwaige,

[1]) Gramberg, Technische Messungen. 4. Aufl. 1920. Springer, Berlin. S. 172.
[2]) a. a. O.

von der verschiedenen Beschaffenheit der Mündungen herrührende Unstimmigkeiten zu eliminieren, war mit der Zweck der Kontrollversuche gewesen, der als erreicht angesehen werden dürfte.

Zusammenfassung und Schluß.

Bei Kälteanlagen ist es wichtig, jederzeit und fortlaufend die Kälteleistung ermitteln zu können. Dies kann bei der am meisten verbreiteten Kompressionskältemaschine allgemein dadurch erfolgen, daß die Kälteleistung als Produkt der von 1 kg des Kältemediums erzeugten Kälteleistung und dessen stündlich umlaufender Menge gefunden wird. Die von 1 kg des Kälteträgers gelieferte Kälteleistung ist mit Hilfe einiger Temperaturablesungen leicht und genau genug zu bestimmen. Dagegen sind die bisherigen Versuche, die umlaufende Menge des Kältemediums zu messen, wenig befriedigend. Es wird nun vorgeschlagen, die Mengenmessung des Kälteträgers im flüssigen Zustand vorzunehmen und hierzu den von einer scharfkantigen Mündung erzeugten Druckabfall zu verwenden. Die Mündung ist einfach herzustellen und leicht einzubauen. Die zulässigen Druckunterschiede sind, da sie keinen Verlust bedeuten, nur von der Unterkühlung abhängig und unter normalen Verhältnissen ziemlich beträchtlich, so daß sie betriebstechnisch bequem an einem Federmanometer zur Anzeige gebracht werden können. Die experimentelle Untersuchung der vorgeschlagenen Methode wurde auf den wichtigsten Kälteträger, das Ammoniak, beschränkt. Es wurden mit einigen Mündungen zunächst Betriebsversuche an einer Kältemaschine ausgeführt, dann Versuche an einem für die Ermittlung von Durchflußzahlen speziell geeigneten Apparat vorgenommen und schließlich Kontrollversuche mit Wasser für eine größere Anzahl von Mündungen durchgeführt. Aus allen Versuchen ging die Brauchbarkeit der angewandten Meßmethode hervor. Ferner zeigte sich, daß die Durchflußzahl bei den vorkommenden hohen Strömungsgeschwindigkeiten von dieser unabhängig wird, was bereits Schneider bei seinen Ausflußversuchen vermutet hatte. Die somit jeder Mündung eigentümliche Grenzdurchflußzahl nimmt

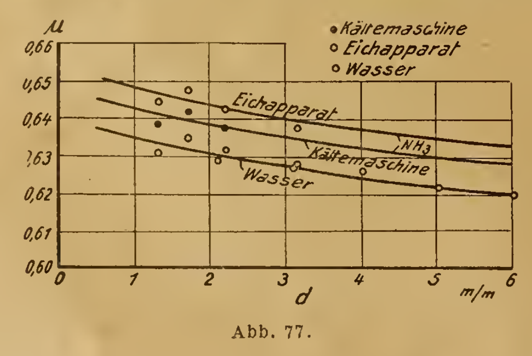


Abb. 77.

bei größerem Mündungsdurchmesser etwas kleinere Werte an (Abb. 77). Bei Wasser stimmen die Ausflußzahlen recht gut mit den Schneiderschen extrapolierten Werten überein. Für Ammoniak ergeben sich ähnliche, nur etwas höher gelegene Kurven. Auch der auffallend gleichmäßige Unterschied zwischen den an der Kältemaschine und dem Eichapparat ermittelten Durchflußzahlen findet eine zwanglose Erklärung. Bei der Auswertung der Kältemaschinenversuche war nämlich die umlaufende Menge an Chlormagnesiumsole mangels einschlägiger Versuchsdaten mit der Ausflußzahl von Kochsalzsole berechnet worden. Wie aber neuerdings im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Danzig im Gange befindliche Ausflußversuche mit Chlormagnesiumsole zeigen, liegt die Ausflußzahl um etwa 1 vH höher. Um ungefähr den gleichen Betrag sind daher auch die bei den Kältemaschinenversuchen ermittelten Durchflußzahlen zu erhöhen, wodurch eine gute Übereinstimmung mit den an dem Eichapparat auf ganz andere Weise gefundenen Werten erzielt wird. Mit diesen Ergebnissen ist die umlaufende Menge des Kälteträgers sehr einfach zu messen, indem sie bei wenig schwankender Durchflußtemperatur, was meistenteils der Fall ist, der Wurzel aus der abgelesenen Druckdifferenz proportional wird. Auch dürfte die Genauigkeit recht befriedigend sein, wenn der Durchmesser der benutzten Mündung zuverlässig bestimmt wird und mit möglichst großen, verläßlich angezeigten Druckunterschieden gearbeitet wird.

Ein Beitrag zur Theorie der Luftverflüssigung nach Linde und Claude.

Von Dipl.-Ing. Artur Seligmann. (Schluß.)

4. Der Idealprozeß der Verflüssigung.

Nachdem wir im vorstehenden die Arbeit kennen gelernt haben, welche bei den Prozessen von Linde und Claude zur Verflüssigung der Luft nötig ist, werfen wir die Frage nach dem theoretischen Minimum dieser Arbeit auf. Sie läßt sich verhältnismäßig einfach beantworten wenn man einen von Mollier (30) angegebenen Weg benutzt:

Bei der Verflüssigung erfährt die Luft eine Entropieverminderung $s_1 - s_2$. Die Entropievermehrung der Umgebung muß größer, im Idealfalle gleich jener sein. Die Entropie der Umgebung wird nun vermehrt durch die an das Kühlwasser abgegebene Wärme, und zwar um den Betrag Q/T; die Kühlwasserwärme ist aber gleich der Summe von Kälteleistung und Verdichterarbeit, folglich

$$s_1 - s_2 = \frac{q^* + \frac{a}{J}}{T} \quad \ldots \ldots (48)$$

oder

$$\frac{a_{\min}}{J} = T \cdot (s_1 - s_2) - q^* \quad \ldots (48a)$$

Man muß also die Wärme bei möglichst niedriger Temperatur abführen, d. h. das Kühlwasser so kalt wie möglich nehmen und die Verdichtung streng isotherm vor sich gehen lassen: zwei Selbstverständlichkeiten.

Nun ist die Kühlwassertemperatur mit 290° angenommen. Die Entropieverminderung ist aus dem Wärmebilde zu 0,92 kcal/kg · °C abzugreifen und die Kälteleistung q^* hatten wir früher aus dem Drosselbilde zu 99 kcal/kg ermittelt; also wird

$$\frac{\mathfrak{a}_{min}}{J} = 290 \cdot 0{,}92 - 99 = 168 \text{ kcal/kg} \quad . \; . \; . \; (48\,b)$$

Es entspricht dieses Minimum dem in Abb. 78 dargestellten Prozesse. Die Luft wird isotherm auf einen

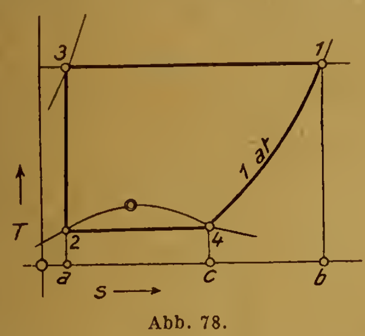


Abb. 78.

Druck p_3 verdichtet, dessen Höhe sich außerhalb jeder Berechnungsmöglichkeit hält, der jedenfalls technisch unerreichbar ist; von da aus dehnt sich die Luft adiabatisch auf 1 at aus und verflüssigt sich dabei vollkommen; die aufgewandte Arbeit ist dann gleich der Fläche *1 3 2 4*, die Kühlwasserwärme Fläche *1 3 a b* und die Kälteleistung Fläche *2 4 1 b a*.

Mit dem so erhaltenen Werte sind die Spalten 38, Tafel I, und 34, Tafel II, berechnet nach der Formel

$$\eta = \frac{J \cdot \mathfrak{a}_{min}}{J \cdot \mathfrak{a}} = \frac{427 \cdot 168}{\mathfrak{a}} \quad . \; . \; . \; . \; (49)$$

Pollitzer stellt die Luftverflüssigung in Vergleich mit einem Carnotschen Prozesse (26, S. 125); dieser Vergleich scheint dem Verfasser jedoch zu günstig für die Maschinen zu sein, denn es muß ja nicht die ganze Wärme bei der tiefsten Temperatur entzogen werden, sondern lediglich die Verdampfungswärme, während die Überhitzungswärme bei wesentlich höherer Temperatur weggenommen werden kann; aus diesem Grunde scheint der hier beschrittene Weg derjenige zu sein, der den einwandfreiesten Vergleich ermöglicht.

5. Vergleich der theoretischen Werte untereinander und mit der Erfahrung.

Der kurz vor dem Abschlusse dieser Arbeit erschienene, oben erwähnte Vortrag von Pollitzer gibt wohl die neuesten Erfahrungswerte für Lindeanlagen. Er bestätigt einige Schlußfolgerungen dieser Arbeit in schönster Weise, mit anderen steht er wenigstens nicht in Widerspruch.

Die Kälteleistung für 1 PSh wird in der Zahlentafel auf S. 125 von Pollitzer für eine mit 80° arbeitende zweistufige Lindemaschine mit Vorkühlung zu 82 Cal angegegeben.

Das entspräche einer Leistungsziffer von $\frac{82}{632} =$ 0,13 wir hatten für einen ähnlichen Prozeß 0,24 gefunden (S. 106). Es würde sich also der thermodynamische Wirkungsgrad einer neueren Lindeanlage auf

$$\eta_{th} = \frac{0{,}13}{0{,}24} = 0{,}54 \quad . \; . \; . \; . \; (50)$$

stellen, ein Wert, der immerhin glaublich erscheint. Aus der erwähnten Veröffentlichung ist zwar nicht zu ersehen, wo die aufzuwendende Arbeit gemessen wurde, ob an der Verdichterwelle, an der Schalttafel des Elektromotors oder wo sonst; selbst wenn wir das erste annehmen, so genügen doch mechanischer Wirkungsgrad des Verdichters, schädlicher Raum, Abweichen von der Isotherme bei der Verdichtung, Einstrahlungsverluste, kleine Undichtigkeiten, Wirkungsgrad der Ammoniakmaschine durchaus um den Wert 0,57 nicht zu gering erscheinen zu lassen (gibt doch die Hütte II, 615, allein für den Wirkungsgrad großer Luftkompressoren den Wert 0,72 an). Übrigens sind auch die beiden Prozesse nicht ganz genau identisch.

Unsere grundsätzlichen Überlegungen sind jedenfalls nicht erschüttert.

Interessant ist es jedenfalls, daß, wie aus der Fußnote 4 des Aufsatzes von Pollitzer hervorgeht, die Lindegesellschaft in neuerer Zeit zu überkritischen Mitteldrucken übergegangen ist; ob dabei die vom Verfasser befürwortete starke Wiederverdampfung und Unterkühlung angewendet wird, ist leider nicht zu ersehen.

Die Angabe Pollitzers, daß bei Vorkühlung auf 223° (fast genau die oben angenommene Temperatur) nahezu eine Verdoppelung der Kälteleistung auftrete, stimmt ausgezeichnet mit dem auf S. 106 erhaltenen Ergebnisse; seine Angabe, der Energiebedarf der NH_3-Maschine betrage 5 bis 10 vH der Verdichterarbeit, stimmt nicht schlecht zu unserem Ergebnis: wir hatten $\frac{16}{400} = 4$ vH gefunden; der Wirkungsgrad der Kaltdampfmaschine im Vergleich zu einem Carnotschen Prozesse ist eben noch eine Kleinigkeit schlechter als unser thermodynamischer Wirkungsgrad der Gesamtanlage; außerdem hat Pollitzer auch eine etwas höhere Umgebungstemperatur — 298° — angenommen als wir.

Es liegen ferner noch einige ältere Versuchsergebnisse vor; leider beziehen sie sich aber nur auf Maschinen mit einfachem Kreislaufe; es sind die an der University of Illinois von Hudson und Garland (20) und die an der Wesleyan University von Bradley angestellten Versuche (19).

Es war schon oben (S. 83) davon die Rede, daß die Versuche Bradleys, durch eine starke Wiederverdampfung, seine sog. »innere Vorkühlung«, den Wirkungsgrad zu verbessern, vollständig fehlschlugen, und daß dies unsere Ergebnisse auf das glänzendste bestätigte. Bradley vertritt nun ferner die Meinung, daß eine Vorkühlung mit Kaltdampfmaschine, die er »äußere Vorkühlung« nennt, keinen Zweck haben könne; das ist ein schroffer Gegensatz zu unserer Ansicht. Aber

durch die Tatsachen der Praxis, ja durch seine eigenen Versuche, ist jener »Beweis« Bradleys — ganz abgesehen von seiner logischen Unhaltbarkeit —, derart schlagend widerlegt, daß wir unsere Ansicht aufrecht erhalten können.

Die nachstehende Abb. 79 gibt einen Vergleich zwischen den erwähnten Versuchsergebnissen

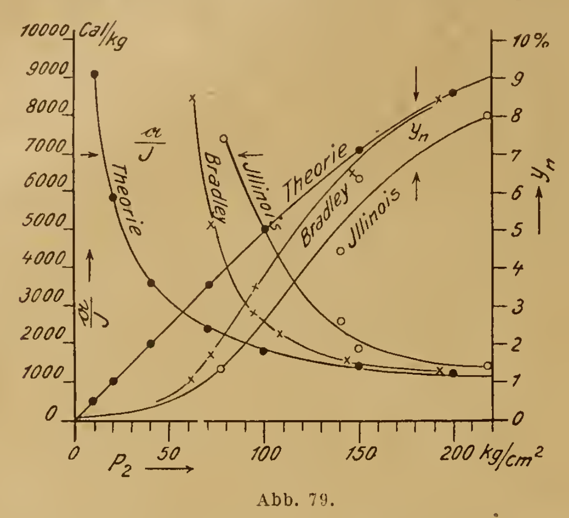


Abb. 79.

mit einfachen Maschinen des Lindesystems und den aus unserer Tafel I hervorgehenden Ergebnissen unserer Theorie. Als charakteristische Größen wurden der Arbeitsaufwand $\left(\text{unser } \frac{\alpha}{J}\right)$ und das Verhältnis der verflüssigten zur geförderten Luft (unser y_n) aufgezeichnet. Als aufgewendete Arbeit ist die theoretische Arbeit der isothermen Kompression eingesetzt; Bradley gibt sie unmittelbar an, für die Versuche der University of Illinois ist sie mit den dort angegebenen Wirkungsgraden errechnet. Allerdings ist bei dieser Berechnung die Luft als ideales Gas behandelt; in Wirklichkeit ist die theoretische Arbeit also etwas kleiner. Berücksichtigt man dies, und bedenkt man, daß die Einstrahlungsverluste nur von der Temperatur abhängen, also bei kleinen Leistungen verhältnismäßig größer werden, so ist die Übereinstimmung zwischen Versuch und Theorie sehr befriedigend zu nennen. Als spezifisches Gewicht der flüssigen Luft ist zur Umrechnung der Ergebnisse Bradleys $\gamma = 0{,}87$ g/cm³ gesetzt.

Weniger gut erweist sich leider die Übereinstimmung von Theorie und Wirklichkeit bei der Maschine von Claude. Nach den Angaben seines Buches (S. 178) erhält er 0,85 l flüssige Luft mit einer PSh. Das entspräche einem Arbeitsaufwand von $\frac{632}{0{,}85 \cdot 0{,}87} =$ 855 kcal/kg, also ganz erheblich mehr als der Theorie entspricht. Er wendet dabei den Druck von 40 at an. Für diesen hatten wir einen theoretischen Aufwand von 320 kcal/kg errechnet (Tafel II, Reihen 4, 11, 13); demnach wäre der thermodynamische Wirkungsgrad einer Anlage von Claude

$$\eta_{th} = \frac{320}{855} = 0{,}37 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (51)$$

Claude gibt leider ebenfalls nicht genau an, wo der Arbeitsaufwand gemessen wurde. Außer den bei der Lindeanlage bereits hervorgehobenen Verlustquellen ist bei der Claudeanlage noch zu bedenken, daß der Wirkungsgrad der Kolbenmaschinen nicht nur die Verdichterarbeit vergrößert, sondern auch noch die wiedergewonnene Arbeit verkleinert, daß dieser Wirkungsgrad also sozusagen doppelt in den Prozeß eingeht; es kommt noch hinzu, daß die Reibung im Expansionszylinder nicht nur die wiedergewonnene Arbeit, sondern, was noch schlimmer ist, auch die Kälteleistung verkleinert (während der Wirkungsgrad eines Drosselventiles gleich 1 gesetzt werden kann). Zudem ist natürlich ein Zylinder weit schwerer gegen Einstrahlung zu schützen als ein Ventil, und die Versicherung Claudes, daß das bei der Kleinheit dieses Organes gar keine Rolle spiele (S. 155), dürfte doch nicht ganz wörtlich zu nehmen sein. Auch die benötigten Kühlflächen und die dadurch bedingten Einstrahlungsverluste dürften theoretisch bei Claude etwas größer ausfallen als bei den üblichen Lindemaschinen; leider sind dem Verfasser über diesen Punkt Zahlenangaben aus der Praxis nicht bekannt geworden.

Alle diese Punkte wirken zusammen dahin, daß der thermodynamische Wirkungsgrad einer Anlage nach Claude bedeutend niedriger wird als der einer Anlage nach Linde.

Findet so zwar auch der quantitative Unterschied zwischen Theorie und Praxis bei der Claudemaschine seine einigermaßen hinreichende Erklärung, so könnte der leider vorhandene qualitative bedenklicher erscheinen.

Nach unserer Theorie sollte der Wirkungsgrad desto besser sein, je niedriger die angewandten Drucke, während in der Praxis Claude mit dem Drucke so hoch wie möglich geht; ja der von jenem als zweckmäßigster erprobte Oberdruck von 40 at kommt in unserer Zahlentafel II gerade am allerschlechtesten weg.

Die Gründe dürften in folgendem zu suchen sein. Während für die Theorie der Lindemaschine in den Diagrammen hauptsächlich die Atmosphärenlinie und die Isotherme der Kühlwassertemperatur gebraucht wurde, mußten für die Claudemaschine gerade die Teile benutzt werden, wo die Schaubilder am ungenauesten sind; besonders bei dem Drucke von 40 kg/cm², also in unmittelbarster Nähe des kritischen Punktes, wird diese Ungenauigkeit zum großen Teil für den erwähnten Widerspruch verantwortlich zu machen sein.

Außerdem aber hält es der Verfasser nicht für ausgeschlossen, daß beim tatsächlichen Arbeiten der Maschine von Claude die entstandene Flüssigkeit bereits im unteren Teile des Verflüssigers etwas unterkühlt wird; ist dies aber so, dann nähert man sich dem in Reihe 5 der Tafel II behandelten Falle, und dann sind die theoretischen Unterschiede zwischen den verschiedenen Drucken überhaupt nicht mehr groß, und es treten die praktischen Vorteile des höheren Druckes — kleinere Maschinen und Flächen, hierdurch

kleinere Undichtigkeits-, Reibungs- und Einstrahlungsverluste — dermaßen hervor, daß sie zu seinen Gunsten den Ausschlag geben.

Leider ist nicht bekannt, ob Claude auch Versuche mit überkritischen Drucken angestellt hat.

Wir stellen zusammen:

Zahlentafel IV.

Maschinensystem			Arbeitsaufwand für 1 kg flüssige Luft	Gewonnene flüssige Luft für 1 PSh	Wirkungsgrad
			a/J	M	η
			cal/kg	kg/PSh	—
Idealprozeß, Seite 146			168	3,75	1,000
Linde-maschine	theoretisch	beste ohne Vorkühlung, Tafel I, Reihe 53	613	0,97	0,275
		übliche mit Vorkühlung, Seite 106	416	1,52	0,403
	praktisch	nach Pollitzer	762	0,93	0,221
Claude-maschine	theoretisch	beste, Tafel II, Reihe 12	223	2,83	0,755
		übliche, Tafel II, Reihe 4	313	2,01	0,537
	praktisch	nach Claude	855	0,74	0,197
	Hilfsgasverfahren theoretisch	einfache Entspannung, Seite 126	269	2,45	0,624
		adiabatisch-isotherme Entsp., Seite 127	238	2,56	0,705

Bei dieser Zusammenstellung ist zu berücksichtigen, daß, wie schon bemerkt, aus den Veröffentlichungen nicht deutlich hervorgeht, an welcher Stelle der Arbeitsaufwand gemessen wurde; es wäre also nicht berechtigt, auf eine praktische Unterlegenheit der Maschine von Claude zu schließen; vielmehr stimmen die Angaben im allgemeinen darin überein, daß praktisch ein wesentlicher Unterschied im Energiebedarf zwischen beiden Systemen nicht vorhanden sei; Pollitzer kleidet diese Ansicht in die Worte, es sei »Geschmacksache«, welchem System man sich zuwenden wolle.

In bezug auf die Maschinengröße dürfte zwischen beiden Systemen kein wesentlicher Unterschied sein, zumal wenn man die Vorkühlung mit berücksichtigt. Der Kühlwasserverbrauch stellt sich bei der Linde-Maschine allerdings wesentlich höher, theoretisch dreimal so hoch als bei der von Claude, doch spielt dies wohl meistens keine sehr große Rolle.

Im übrigen können wir uns der Ansicht Pollitzers nur anschließen, die besagt, daß theoretisch die Maschine von Claude zwar unleugbar gewaltige Vorteile vor der von Linde voraus habe, daß aber die praktischen Schwierigkeiten und die Unvollkommenheit in der Ausführung des theoretisch als richtig Erkannten bei ihr in demselben Maße größer sei, so daß als Endergebnis kein erheblicher Unterschied herauskomme.

Die Praxis hat jedenfalls vorläufig ein »non liquet« gesprochen, und sie wird ja stets die oberste Richterin sein.

V. Zusammenfassung.

Es wird eine Zustandsgleichung für Luft bei tiefen Temperaturen aufgestellt von der Form

$$p = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a + c\,T + g\,T^2}{v^2} - \frac{a \cdot T}{v^{10}}.$$

Auf Grund dieser werden ein log p log v-, ein i log p- und ein $s\,T$-Schaubild entworfen. Die Zahlenwerte der Koeffizienten und die Ausdrücke für die Entropie und den Wärmeinhalt finden sich auf S. 77 f.

Mit Hilfe der Schaubilder werden die Luftverflüssigungsverfahren nach Linde und Claude theoretisch behandelt; dabei werden die auf S. 79 aufgezählten Voraussetzungen gemacht, von denen die wichtigsten sind: streng isotherme Verdichtung, vollkommene Isolierung, vollkommener Wärmeaustausch, Nichtbeachtung der Konzentrationsänderungen des Systemes N_2—O_2 und der Wunsch, als Endprodukt flüssige Luft unter Atmosphärendruck zu erhalten.

Die Untersuchung erstreckt sich in der Hauptsache auf den Arbeitsaufwand der Maschinen, zieht aber auch deren Größe, die Größe der Kühlflächen und den Kühlwasserbedarf in Betracht.

Es gelingt für beide Systeme verhältnismäßig einfache Beziehungen zwischen den in Frage kommenden Größen zu ermitteln. Als wesentlich für die Arbeitsweise erweist sich das Förderverhältnis m, das ist das Gewichtsverhältnis der vom Niederverdichter zu der vom Hochverdichter geförderten Luftmenge. Bei gegebenen Drucken hat man die Einstellung dieses Verhältnisses im allgemeinen noch innerhalb gewisser Grenzen in der Hand. Es sollte so geregelt werden, daß beim Drosseln der verflüssigten Luft vom Hochkreise in den Niederkreis möglichst wenig verdampft, die Flüssigkeit des Hochkreises sollte also nach Möglichkeit unterkühlt werden.

Eine Grenze findet diese anzustrebende Unterkühlung theoretisch durch die Lage der Inversionskurve der Drosselwirkung, die allerdings nur sehr unsicher bestimmt ist.

Bei der Linde-Maschine mit einfachem Kreislaufe ist der Zustand vor dem Drosselventil, sobald nur die Temperatur unter ein gewisses Minimum gesunken ist, einflußlos; eine weitere Temperatursenkung führt nur zu einer Wiederverdampfung eines Teiles der schon gebildeten Flüssigkeit, dies ist aber im Gegensatze zu der Ansicht Bradleys und Schüles theoretisch wie praktisch vollkommen wertlos.

Bei der Maschine von Claude ist die Wahl der Drucke von rein praktischen Gesichtspunkten beherrscht; nachdem die Drucke festliegen, wird der Zustand beim Eintritt in den Ausdehnzylinder durch den gewünschten Zustand beim Ende der Entspannung bestimmt; dieser letztere findet seine untere Grenze

auf der Grenzkurve, seine obere durch die Bedingung (30) auf S. 123, welche ausdrückt, daß zur Entziehung der Verdampfungswärme genügend Kälte bei genügend tiefer Temperatur verfügbar sein muß; die Grenzen sind verhältnismäßig eng.

Die Anwendung eines »idealen« Hilfsgases bei dem Verfahren von Claude böte theoretisch einen geringen Vorteil.

Die Übereinstimmung von Theorie und Praxis ist bei der Maschine von Linde qualitativ gut, quantitativ befriedigend, bei der Maschine von Claude allerdings nur mäßig.

Es wird die in der Literatur bekannte theoretische — allerdings nur theoretische — Überlegenheit der Maschine von Claude bestätigt.

* * *

Der Verfasser dankt auch an dieser Stelle Herrn Geheimrat Mollier für die Anregung zu dieser Arbeit.

Quellennachweis.

V. d. I. = Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Berlin.
Z. f. ges. K. = Zeitschrift für die gesamte Kälteindustrie, München.
Z. f. k. u. fl. G. = Zeitschrift für komprimierte und flüssige Gase sowie für die Preßluftindustrie, Weimar.

I. Veröffentlichungen über die Luftverflüssigung.

1. Claude, Georges. Air liquide, Oxygène, Azote. Paris 1909.
2. Derselbe. Über die zwei bei der Luftverflüssigung angewandten Arten der Entspannung. Z. f. k. u. fl. G. X, S. 176.
3. Kolbe, Ludwig. Flüssige Luft, Sauerstoff, Stickstoff, Wasserstoff. Leipzig 1920. Übersetzung und Erweiterung von (1). Vgl. hierzu die Kritik von R. Linde, »Die Naturwissenschaften«, S. 796, 1920. Am Schlusse des Buches ein sehr ausführliches, aber flüchtig zusammengestelltes Literaturverzeichnis.
4. Ewing, J. A. Die mechanische Kälteerzeugung. Übersetzt von R. C. A. Banfield. Braunschweig 1910.
5. Derselbe. Lindes Methode zur Erzeugung hoher Kältegrade und zur Verflüssigung der Luft. Z. f. ges. K. 1898, S. 197. Vortrag mit anschließender Diskussion. Entgegnung der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen darauf. Ebenda 1899, S. 34.
6. Gesellschaft für Lindes Eismaschinen. Technik der tiefen Temperaturen. Festschrift gewidmet den Teilnehmern am III. Internationalen Kältekongreß, Chikago 1913. München 1913.
7. Dieselbe. Über die Verflüssigung und fraktionierte Verdampfung der Luft. Z. f. k. u. fl. G. IV, S. 65, 1900.
8. Linde, C. v. Maschine zur Erzielung niedrigster Temperaturen, zur Gasverflüssigung und zur mechanischen Trennung von Gasgemischen. Z. f. ges. K. 1897, S. 7.
9. Derselbe. Apparat zur Herstellung sehr niedriger Temperaturen und zur Verflüssigung und Fraktionierung der Gase. Z. f. k. u. fl. G. I, S. 117, 1897.
10. Derselbe. Über die Anwendbarkeit der flüssigen Luft in der Technik. Z. f. ges. K. 1899, S. 167.
11. Derselbe. Über die Anwendbarkeit flüssiger Luft. Z. f. ges. K. 1903, S. 29.
12. Derselbe. Über die Anwendbarkeit der flüssigen Luft in der Technik. V. d. I. 1900, S. 69.
13. Derselbe. Über die Abkühlung von Gasen beim Ausströmen durch eine Drosselstelle. Z. f. ges. K. 1911, S. 132.
14. Derselbe. Physikalische und technische Grundlagen der Luftverflüssigung. Z. f. ges. K. 1914, S. 1.
15. Schröter. Über Lindes Verfahren der Sauerstoffgewinnung mittels flüssiger Luft. Vortrag gehalten auf der Hauptversammlung des Vereins deutscher Ingenieure in Aachen am 19. August 1895. V. d. I. 1895, S. 1157.
16. Linde, R. Über die Herstellung von Sauerstoff, Stickstoff und Wasserstoff mit den Mitteln der Tieftemperaturtechnik. Z. f. ges. K. 1911, S. 1.
17. Linde, Dr. F. Die Herstellung von Sauerstoff und Stickstoff und die technische Verwendung der gewonnenen Gase. Z. f. k u. fl. G. X, S. 85.
18. Bradley und Fenwick. Vorkühlung bei der Luftverflüssigung. Beitrag aus dem kryogenischen Laboratorium der Wesleyan-University. Übersetzt von Kowatsch. Zeitschrift für Sauerstoff- und Stickstoff-Industrie, V, S. 359, 1913.
19. Bradley, W. P. Weitere Versuche an Luftverflüssigungsanlagen. Z. f. k. u. fl. G. XII, S. 1, 1909.
20. Untersuchungen an einer Luftverflüssigungsanlage. Z. f. k. u. fl. G. XI, S. 126, 1908. Versuche der University of Illinois.
21. Rošič, Beitrag zur Theorie der Lindeschen Luftverflüssigungsmaschine. Z. f. k. u. fl. G. X, S. 117, 1907; auch Z. f. ges. K. 1907, S. 112.
22. Lachmann, Verfahren der Gasverflüssigung unter Verwendung eines Hilfsgases. Z. f. ges. K. 1906, S. 61.
23. Kausch, Dr. Otto. Die Verflüssigung der Luft. Zusammenstellung der in der Patentliteratur bekannten diesbezüglichen Verfahren. Z. f. k. u. fl. G. V, S. 171, 1902.
24. Lilienfeld, I. E. Über die Herstellung tiefer Temperaturen. Z. f. k. u. fl. G. XIII, S. 35, 1910.
25. Plank, R. Die physikalischen Grundlagen der Technik der Luftverflüssigung. Nach neueren Forschungsergebnissen. Z. f. ges. K. 1920, S. 2.
26. Pollitzer, Dr. F. Neuere Entwicklung der Tieftemperaturtechnik. Z. f. ges. K. 1921, S. 125.

Die Veröffentlichungen Nr. 6 bis 17 stimmen nach Inhalt und Abbildungen weitgehend miteinander überein.

Nicht berücksichtigt sind die vielen Veröffentlichungen von Pictet und seinen Anhängern, von Mewes und von Mix. Nach der Widerlegung, die sie durch Linde (13), durch Rošič (21) und durch Bradley und Hale (Z. f. k. u. fl. G. XII, S. 147) gefunden haben, und nach der glänzenden Bestätigung, die die Lindesche Theorie in der Praxis gefunden hat, bieten diese Schriften gegen die Hauptsätze der Thermodynamik nur noch für Historiker oder Psychologen Interesse.

II. Sonstige für diese Arbeit benutzte Quellen.

27. Planck, Max. Vorlesungen über Thermodynamik. 5. Aufl. Leipzig 1917.
28. Schüle, W. Technische Thermodynamik. Berlin. 1. Band. 3. Aufl. 1917. 2. Band 1920.
29. Mollier, Dr. R. Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Manualdruck. Berlin 1921.
30. Derselbe. Die physikalischen Grundlagen der Kältetechnik. Z. f. ges. K. 1909, S. 186.
31. Witkowski, M. A. Propriétés thermodynamiques de l'air atmosphérique. Journal de physique théorique et appliquée, III, 5, S. 123, 1896.
32. Hütte, Des Ingenieurs Taschenbuch. 22. Aufl. Berlin 1915.
33. Statistisches Jahrbuch für das Deutsche Reich. Herausgegeben vom Kaiserlichen Statistischen Amte. Berlin 1915.
34. Grübler, Martin. Lehrbuch der technischen Mechanik. Berlin 1919.
35. Normenausschuß der deutschen Industrie. Normblattentwürfe. Abgedruckt in den Mitteilungen des NDI. Beilage zur Zeitschrift »Der Betrieb«. Berlin.

Nachtrag.

Bei der Abb. 79 ist dem Verfasser ein Versehen unterlaufen: Die Kurven für y_n, welche die Versuche Bradleys und der University of Illinois wiedergeben, dürfen nicht nach dem Koordinatenanfange gezogen werden, sondern müssen vielmehr bei etwa 50 kg/cm² die Abszissenachse schneiden. D. h. bei diesem Drucke ist die Kälteleistung gerade noch so groß als die Verluste und es tritt Wirkungslosigkeit der Anlage ein.

Es erhob sich ferner der Einwand, daß die Vergleichsgrößen φ (Spalte 30 und 36 der Zahlentafel I und Spalte 32 der Tafel II) um deswillen ein schiefes Bild ergäben, weil der Wärmeübergang in hohem Maße von dem spezifischen Gewichte (also auch vom Drucke) der austauschenden Gase abhängig sei; vgl. z. B. die Formel von Nußelt auf Hütte I, S. 382. Es war natürlich auch nicht die Meinung des Verfassers, daß die benötigten Wärmeaustauschflächen für gänzlich verschiedene Prozesse der Größe φ unmittelbar proportional sein sollten, vielmehr muß selbstverständlich die Verschiedenheit des Wärmeüberganges berücksichtigt werden. Dabei ist zu beachten, daß für die Wärmeübergangszahl in erster Linie die Verhältnisse auf der Seite des schlechteren Überganges (also im allgemeinen des niedrigeren Druckes) maßgebend sind. Da auch das durchschnittliche spezifische Gewicht der Luft während des Austausches den Schaubildern leicht zu entnehmen ist, so sind in der vorliegenden Arbeit die Größen gegeben, deren man zur Berechnung der Flächen bedürfte, wenn man eine der Nußeltschen ähnliche Formel für die in Frage kommenden Verhältnisse besäße; das ist allerdings heute leider noch nicht der Fall.

Es war versehentlich unterblieben, in der Unterschrift zu vermerken, daß die Abb. 54 und 62 genau im Maßstabe der Abb. 40 gehalten sind.

Ein sinnstörender Druckfehler hat sich auf Seite 101 eingeschlichen: Gleichung (20c) muß lauten:

$$\dot{m} = \frac{q_{0h}}{q^* - q_{0n}} = \frac{\text{Strecke } \overline{1c\ 8c}}{\text{Strecke } \overline{1c\ 4c}}$$

In Gl. (29a) auf Seite 123 fehlt beim letzten Gliede der Faktor m. In den Gleichungen (44) bis (46) muß es an Stelle von p_6 überall heißen p_6'; ferner sollten ebenda, weil es sich um die auf 1 kg bezogenen Mengen handelt, kleine Buchstaben q an Stelle der großen Q stehen. Einige weitere offenbare Druckfehler wird der aufmerksame Leser bereits als solche erkannt haben.

Die Dampfspannungsformel.

Von Dr. phil. Fr. A. Henglein, Danzig-Langfuhr.

§ 1. Verdampfungsvorgang und 2. Hauptsatz.

Beim absoluten Nullpunkt (— 273,1° C) sind die Atome und Moleküle aller Stoffe in Ruhe; zunehmender Temperatur entsprechend wächst ihre Wärmebewegung. Solange der Körper fest ist, besteht die Bewegung der Moleküle in einer Oszillation um eine feste Ruhelage; ist der Stoff flüssig geworden, so bewegen sich seine kleinsten Teilchen in allen Richtungen wirr durcheinander. Bringen wir einen festen oder flüssigen Körper in ein abgeschlossenes Vakuum, so zeigt sich, daß einzelne Moleküle sich vom Stoff loslösen und in den Vakuumraum hineinfliegen. Es haben die Moleküle in der Flüssigkeit nicht alle die gleiche Geschwindigkeit; es gibt solche mit geringer und andere mit recht großer Geschwindigkeit; diese letzteren sind es, die an der Oberfläche des Stoffes sich loslösen und in das Vakuum verdampfen. Die Temperatur wird durch eine mittlere Geschwindigkeit bestimmt, die sich aus der Gesamtheit aller Geschwindigkeiten ergibt; mit steigender Temperatur wächst die Zahl der Moleküle mit großer Geschwindigkeit und damit die Anzahl der Moleküle im Vakuumraum. Dort prallen sie an die Wände an und üben einen Druck aus, den Sättigungsdruck. Zu jeder Temperatur gehört ein bestimmter Sättigungsdruck. Wir denken uns nun 1 kg einer Flüssigkeit von der Temperatur t und dem Drucke p. Wollen wir die Flüssigkeit restlos verdampfen, so müssen wir Wärme zuführen, sagen wir r kcal. Ein Teil dieser Wärme wird dazu verbraucht, die zwischen den Molekülen wirkenden Anziehungskräfte zu überwinden; es seien ϱ kcal. Der Rest der zugeführten Wärme leistet äußere Arbeit; wenn wir, vom Flüssigkeitsvolumen v' ausgehend, zuletzt das viel größere Volum v'' an gesättigtem Dampf haben, so ist die Arbeitsleistung gleich der Volumenzunahme × Druck, bei dem die Verdampfung vor sich ging, $= p\,(v''—v')$. Nach dem Satz von der Erhaltung der Energie (1. Hauptsatz) muß somit die Beziehung bestehen:

$$r = \varrho + \frac{p\,(v'' - v')}{J}.$$

r heißt die gesamte Verdampfungswärme; ϱ ist die innere Verdampfungswärme und heißt auch Disgregationswärme; $p\,(v''—v')$ = äußere Arbeit wird in mkg ausgedrückt und durch Division durch $J = 427$ in kcal erhalten. Ist der Energieinhalt der Flüssigkeit u' und der des Dampfes u'', so muß sein:

$$u' + r = u'' + \frac{p\,(v'' - v')}{J};$$

bezeichnen wir die Energieänderung mit u, so folgt:

$$u = \frac{p\,(v'' - v')}{J} - r.$$

Nach dem vereinigten 1. und 2. Hauptsatz gilt:

$$A - u = T \cdot \frac{d\,A}{d\,T}$$

(A = äußere Arbeit, u = Energieänderung). Beim Verdampfungsvorgang ist:

$$A = \frac{p\,(v'' - v')}{J}; \quad u = \frac{p\,(v'' - v')}{J} - r;$$

$$\frac{d\,A}{d\,T} = \frac{d\,p}{d\,T} \cdot \frac{(v'' - v')}{J}.$$

Hieraus folgt:

$$\frac{J\,r}{v'' - v'} = T \cdot \frac{d\,p}{d\,T},$$

oder, wenn auf beiden Seiten durch p dividiert wird:

$$\frac{J\,r}{p\,(v'' - v')} = T \cdot \frac{d \ln p}{d\,T}.$$

Diese Formel wurde zuerst von Clausius abgeleitet und ist für den Verdampfungsvorgang von grundlegender Bedeutung.

§ 2. Die Gestalt der Dampfdruckkurve.

Trägt man im rechtwinkligen Koordinatensystem als Abszisse die Temperatur, als Ordinate den dazu

gehörigen Sättigungsdruck einer Flüssigkeit ab, so ergibt sich bei allen Stoffen eine konvex nach unten gekrümmte Kurve. Beim Schmelzpunkt weist die Kurve einen Knick auf; der feste Stoff hat, wie später noch gezeigt wird, einen geringeren Dampfdruck, als aus dem Verhalten der Flüssigkeit zu schließen wäre. Beim absoluten Nullpunkt wird der Druck gleich Null; bei der kritischen Temperatur, wo der Unterschied zwischen Flüssigkeit und Gas aufhört, findet die Kurve ihr Ende (siehe Abb. 80). Wir fragen uns, in welcher Weise diese

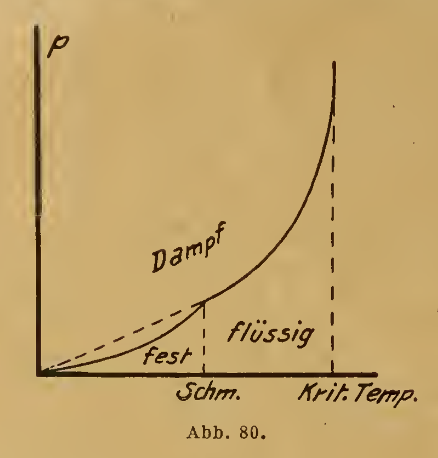


Abb. 80.

p—T-Funktion sich mathematisch ausdrücken läßt. Die Versuche in dieser Hinsicht sind außerordentlich zahlreich von seiten des Physikers als auch des Chemikers. Theoretisch ist die Aufgabe gelöst durch die oben abgeleitete Clausiussche Formel, in der die Änderung des Druckes mit der Temperatur $\left(\frac{dp}{dT}\right)$ zu anderen physikalischen Größen in Beziehung gesetzt ist. Diese Größen sind r, die gesamte Verdampfungswärme, v'' und v', die alle noch von der Temperatur abhängig sind und deren T-Funktion heute noch nicht vollkommen befriedigend bekannt ist. Je nach dem Ausdruck dieser T-Funktionen ergeben sich verschiedene Verdampfungsformeln, und das war auch vielfach der Weg zur Ableitung der Dampfspannungsgesetze. Derartig abgeleitete Formeln tragen jedoch nur teilweise theoretischen Charakter, da die Annahmen der T-Funktion von r bzw. v'' und v' mehr oder weniger empirischer Art sind.

§ 3. Die Dampfspannungsformeln.

t = Celsiusgrade; T = 273,1 + Celsiusgrade; m = Molekulargewicht.

1. Dalton (1801) stellte das Gesetz auf: Der Sättigungsdruck wächst in geometrischer Progression, wenn die Temperatur in arithmetrischer Progression steigt:

$$p = a \cdot b^t = a' \, b^T$$

(a, b sind Konstanten). Wie Regnault zeigte, entspricht dieses Gesetz nicht den Beobachtungen; die Formel hat heute nur noch historisches Interesse.

2. Th. Young (1807) fand empirisch die Beziehung:

$$p = (a + bt)^m \quad (a, b, m \text{ sind spez. Konstanten}).$$

Die Formel wurde nicht viel angewendet und wird jetzt nicht mehr gebraucht.

3. Roche (1830) gibt die Formel:

$$p = a \cdot b^{\frac{t}{1+m \cdot t}},$$

worin a, b, m spezifische Konstanten sind. In etwas anderer Form (vgl. 5.) wird der Ausdruck kaum noch angewandt.

4. Biot (1844) schlug eine empirische Formel vor, die lange Zeit vielfach gebraucht wurde, so von Regnault, Landolt, Ramsay und Young, u. a.:

$$\log p = a + b\,\beta^t + c \cdot \gamma^t \quad (a, b, \beta, c, \gamma \text{ sind spez. Konst.}).$$

Regnault fand, daß die Formel bessere Resultate liefert, wenn von der Temperatur eine für jeden Stoff charakteristische Zahl t_0 subtrahiert wird; er setzte anstatt t: $\tau = t - t_0$. Dann wird das Glied $c \cdot \gamma^\tau$ verschwindend klein und β kann für viele Substanzen = 0,9932 gesetzt werden, so daß die Formel in die einfachere Form übergeht:

$$\log p = a + b \cdot 0{,}9932^\tau$$

(mit 3 spez. Konstanten). Rechnerisch ist die Formel umständlich, da die Temperatur im Exponenten auftritt; sie wird jetzt kaum noch verwendet.

5. Antoine (1888) erprobte an vielen Stoffen die Formel:

$$\log p = a - \frac{b}{t + c},$$

die aus Formel (3) hergeleitet werden kann; wird $c = 273{,}1$ gesetzt, so ergibt sich die

6. Rankinesche Formel:

$$\log p = a - \frac{b}{T}.$$

Theoretisch kann diese Formel aus dem Clausiusschen Verdampfungsgesetz gewonnen werden. Nach Nernst kann in roher Annäherung gesetzt werden:

$$r = r_0 \left(1 + \frac{p}{p_k}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

(damit wird zum Ausdruck gebracht, daß r bei der kritischen Temperatur gleich Null wird),

$$m \cdot (v'' - v') = R\,T \left(1 + \frac{p}{p_k}\right) \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

wo p_k den kritischen Druck bedeutet (gültig für 1 Mol. der Flüssigkeit). (R ist die allgemeine Gaskonstante = 0,848 mkg).

In

$$\frac{r}{p\,(v'' - v')} = T \cdot \frac{d \ln p}{d\,T}$$

eingesetzt, ergibt sich:

$$\frac{d \ln p}{d\,T} = \frac{r_0 \cdot m}{R\,T_2}$$

(r_0 = Verdampfungswärme beim absoluten Nullpunkt). oder

$$\log p = -\frac{r_0 \cdot m}{0{,}004571 \cdot T} + C \quad (r_0 \text{ in kcal ausgedrückt}),$$

somit

$$b = \frac{r_0 \cdot m}{0{,}004571}, \quad C = a.$$

Die Formel ergibt sich auch unter der Voraussetzung, daß r temperaturunabhängig ist und die gesättigten Dämpfe den Gasgesetzen gehorchen ($p \cdot (v'' - v') \cdot m = RT$). In der abgeleiteten Form wird die Formel häufig angewandt bei nicht allzugroßen Druckintervallen (2 Zehnerpotenzen); z. B. man habe die Drucke 20 mmHg bei der Temperatur T_1 und 750 mm bei T_2 gemessen; zwischen T_1 und T_2 lassen sich die Drucke gut berechnen. Hat man mehrere Punkte der Kurve ermittelt und will die Konstanten r_0 und C berechnen, so verfährt man praktisch in folgender Weise: im rechtwinkligen Koordinatensystem trägt man als Ordinate die Logarithmen von p auf, als Abszisse die reziproken Werte von T, wodurch sich als graphische Darstellung eine Gerade ergibt. — Aus der obigen Formel läßt sich in einfacher Weise das empirisch ermittelte

7. van der Waalsche Dampfdruckgesetz herleiten:

$$\log \frac{p}{p_k} = f\left(1 - \frac{T_k}{T}\right)$$

(p_k = kritischer Druck; T_k = kritische Temperatur; f = Konstante für alle Stoffe = 3,0).

Für eine beliebige Temperatur T gilt:

$$\log p = -\frac{b}{T} + a$$

Für die kritische Temperatur T_k gilt:

$$\log p_k = -\frac{b}{T_k} + a.$$

Somit ist:

$$\log \frac{p}{p_k} = b\left(\frac{1}{T_k} - \frac{1}{T}\right) = \frac{b}{T_k}\left(1 - \frac{T_k}{T}\right) = f\left(1 - \frac{T_k}{T}\right).$$

Nach dem Theorem der übereinstimmenden Zustände müßte f für alle Stoffe gleich und temperaturunabhängig sein, was beides nicht zutrifft und nicht zutreffen kann, da die Formel

$$\log p = a - \frac{b}{T}$$

für so große Temperaturintervalle nicht gültig ist, wie sie van der Waals für sein Gesetz annimmt.

8. Bertrand (1883) ging ebenfalls von der Clausiusschen Verdampfungsformel aus und setzt folgende T-Funktionen:

$$r = o - n\,T \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

$$p\,(v'' - v') = R\,(T + a) \quad \ldots\ldots \quad (2)$$

es ist:

$$T\frac{d \ln p}{d\,T} = \frac{o - n\,T}{R\,(T + a)}.$$

Durch Integration ergibt sich:

$$p = K \cdot \frac{T^{\alpha}}{(T + a)^{\beta}}$$

α, β, a, K sind spezifische Konstanten.

Ferner setzt Bertrand:

$$\frac{p\,(v'' - v')}{r} = a\,T - b,$$

somit:

$$T\frac{d \ln p}{d\,T} = \frac{1}{a\,T - b}.$$

Durch Integration ergibt sich:

$$p = K\left(\frac{T - c}{T}\right)^n$$

$$K, n = \frac{1}{b}\,; \quad c = \frac{b}{a} \quad \text{sind konstante Zahlen.}$$

Für viele Substanzen kann $n = 50$ gesetzt werden, wodurch sich die Formel auf zwei spezifische Konstanten beschränkt. Die Formel wird heute kaum noch angewandt.

9. Kirchhoff (1858) und später Hertz u. a. stellten die auf verschiedenem Wege abgeleitete Formel auf:

$$\log p = -\frac{a}{T} - b \cdot \log T + C.$$

Aus der Clausiusschen Verdampfungsformel wird sie folgendermaßen gewonnen: Man setzt

$$m \cdot r = (m \cdot r_0 - k \cdot T)\left(1 - \frac{p}{p_k}\right) \quad \ldots \quad (1)$$

$$m \cdot p\,(v'' - v') = R\,T\left(1 - \frac{p}{p_k}\right) \quad \ldots \quad (2)$$

Dann ist:

$$\frac{d \ln p}{d\,T} = \frac{m \cdot r_0}{R\,T^2} - \frac{k}{R \cdot T}\,;$$

oder:

$$\log p = -\frac{m \cdot r_0}{0{,}004571 \cdot T} - \frac{k}{R}\log T + C \cdot$$

$$\cdot\left(a = \frac{r_0 \cdot m}{0{,}004571}\,; \quad b = \frac{k}{R}\right). \quad \left(\begin{matrix} r_0 \text{ in kcal.} \\ R \quad » \quad » \end{matrix}\right)$$

Bei hinreichend kleinen Drucken kann der Faktor $\left(1 - \frac{p}{p_k}\right)$ vernachlässigt werden, und es ist:

$$m \cdot r = r_0 \cdot m - k \cdot T;$$

d. h. die Verdampfungswärme steht in linearer Abhängigkeit von der Temperatur: $\frac{d\,r \cdot m}{d\,T} = -k$. Auf Grund eines Kreisprozesses läßt sich zeigen, daß $\frac{d\,r \cdot m}{d\,T} = m\,(c_v - c)$ ist, wo c_v die spezifische Wärme des Dampfes bei konstantem Volumen und c die spezifische Wärme der Flüssigkeit bedeutet; somit ist $m \cdot (c_v - c) = -k$. Da c erfahrungsgemäß größer ist als c_v, folgt, daß k positiv ist, $\frac{d\,r}{d\,T}$ also negativ; d. h. die Verdampfungswärme nimmt mit steigender Temperatur ab. Der lineare Abfall der Verdampfungswärme gilt jedoch nur für kleine Druckintervalle; immerhin ist die Formel, wenn man sie als rein empirisch gegeben betrachtet, für ein Druckintervall bis zu 3 Zehnerpotenzen (etwa 10—1000 mmHg) brauchbar und wird jetzt noch häufig angewandt. Erfahrungsgemäß ist bekannt, daß die Molarwärme der Dämpfe (einatomige Stoffe ausgenommen) und die der Flüssigkeiten sich mit der Temperatur ändert und somit die Differenz $c_v - c$ eine T-Funktion sein muß. Bestimmte Annahmen über die Abhängigkeit der Verdampfungswärme von der Temperatur macht

10. Nernst[1]). Auf Grund von hier nicht weiter auszuführenden Betrachtungen kommt er zu dem Schluß, daß die Molekularwärme aller Gase bei hinreichend tiefen Temperaturen gegen den Wert

$$m\,c_p = C_p = \frac{5}{2} R \quad (R \text{ in gcal}) \quad (c_p \text{ » » })$$

(gleich der Molekularwärme der einatomigen Gase) konvergiert. Sei u' der Energieinhalt des Kondensats (fester oder flüssiger Körper), so wird:

$$m \cdot r = r_0 \cdot m + \frac{5}{2} R \cdot T - u' \quad (r,\ r_0,\ u' \text{ in gcal}).$$

Bei tiefen Temperaturen ist nach Nernst u' für alle Stoffe sehr klein und zu vernachlässigen; es folgt dann, daß $m \cdot r$ zunächst bei steigender Temperatur vom absol. Nullpunkt an zunimmt. Bei höherer Temperatur wird u' beträchtlich groß, so daß der Einfluß des Summanden u' stark überwiegt; d. h. $m \cdot r$ nimmt mit steigender Temperatur wieder ab, um beim kritischen Punkt gleich Null zu werden. Die Kurve, die die Abhängigkeit der Verdampfungswärme von der Temperatur zum Ausdruck bringt, besitzt ein Maximum. Die oben stehende Gleichung von $m \cdot r$ gibt, in die Clausiussche Formel eingesetzt und integriert:

$$\ln p = -\frac{r_0 \cdot m}{RT} + 2{,}5 \ln T - \frac{1}{R} \int_0^T \frac{u}{T^2}\, dT + i,$$

$$(r_0,\ R,\ u \text{ in gcal})$$

wenn man die Gültigkeit der Gasgesetze für die gesättigten Dämpfe voraussetzt $(m \cdot p\,(v'' - v') = RT)$. Da, wie oben gezeigt wurde, $C_p = \frac{5}{2} R$ bei mehratomigen Gasen nur bei tiefer Temperatur gilt, so kann die abgeleitete Formel nur für dieses Temperaturgebiet gelten, sie besitzt in dieser Form nur theoretischen Wert. Bei einatomigen Gasen ist $C_p = \frac{5}{2} R$ für alle Temperaturen konstant, so daß für diese Stoffe eine vollkommen rationelle Dampfdruckformel gewonnen ist, die auch praktisch anwendbar ist.

Mangels der Kenntnis der Temperaturabhängigkeit von C_p bei mehratomigen Gasen machte Nernst folgende Annahme:

$$m \cdot r = \left(m\,r_0 + 1{,}5\,RT - \varepsilon\,T^2\right)\left(1 - \frac{p}{p_k}\right) \quad (r \text{ u. } R \text{ in gcal})$$

eine Gleichung, die im wesentlichen den Verlauf der $r - T$-Kurve vom absoluten Nullpunkt bis zur kritischen Temperatur richtig wiedergibt. Wird

$$m \cdot p\,(v'' - v') = R\,T \left(1 - \frac{p}{p_k}\right)$$

gesetzt und werden beide Gleichungen in die Clausiussche Formel eingesetzt, so folgt durch Integration folgendes von Nernst als Näherungsformel bezeichnetes Gesetz:

$$\log p_{(at)} = -\frac{m \cdot r_0}{4{,}571 \cdot T} + 1{,}75 \log T - \frac{\varepsilon}{4{,}571}\, T + \mathfrak{C}.$$

$\mathfrak{C}$ heißt die »konventionelle chemische Konstante« und besitzt für die Berechnung von chemischen Gleichgewichten nach dem Nernstschen Wärmetheorem besonderen Wert. $\mathfrak{C}$ ist für den festen und flüssigen Stoff gleich. Bei festen Stoffen tritt zu $m \cdot r_0$ die Schmelzwärme hinzu, die zusammen die Sublimationswärme ausmachen. (Den Übergang vom festen in den gasförmigen Aggregatzustand nennt man bekanntlich Sublimieren.) Das erste Glied (negativ) in der Formel wird somit größer und $\log p$ damit kleiner; d. h. der Dampfdruck des festen Körpers ist geringer, als wie nach der Formel unter Annahme des flüssigen Aggregatzustandes zu erwarten wäre. In der Näherungsformel treten drei spezifische Konstanten auf, so daß zu ihrer Berechnung 3 Punkte der Kurve bekannt sein müssen. Die Formel gilt über mehrere Zehnerpotenzen und wird jetzt fast immer angewandt. Nachstehend wird die Dampfdruckkurve für Sauerstoff, nach der Formel berechnet, wiedergegeben:

$$\log p_{(mmHg)} = -\frac{399}{T} + 1{,}75 \log T - 0{,}01292 \cdot T + 5{,}0527.$$

T	$p_{ber.}$	$p_{exp.}$ (v. Siemens)
90,18	766,5	766,8
85,45	456,7	457,6
80,31	239,8	239,5
76,02	129,8	129,5
72,03	75,4	75,7
67,20	27,83	28,07
59,98	5,46	5,49

Will man die Nernstsche Formel über noch größere Druckintervalle anwenden, so muß notwendigerweise $m\,(c_p - c)$ als Temperaturfunktion ausgedrückt werden, was am einfachsten durch Reihenentwicklung geschieht.

Man setzt:

$$m \cdot r = \left(m\,r_0 + \frac{5}{2} RT - BT^2 - DT^3 - E\,T^4 \text{ usw.}\right)\left(1 - \frac{p}{p_k}\right) \quad (1)$$

$$m \cdot p\,(v'' - v') = RT \left(1 - \frac{p}{p_k}\right) \quad . \ . \ . \ . \quad (2)$$
$(r$ u. R in gcal)

Aus der Clausiusschen Formel ergibt sich dann eine analoge Formel wie oben, jedoch mit Gliedern mit T^2, T^3 usw. Für Wasser wurde vom Verfasser (Ztschr. anorg. Chemie 114, 234, 1920) in dieser Weise eine Dampfdruckformel aufgestellt, die von 0° C bis zur kritischen Temperatur gilt:

$$\log p_{(at)} = -\frac{2642}{T} + 2{,}5 \log T - 0{,}012175 \cdot T + 8{,}474 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 1{,}3325 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 4{,}08355.$$

[1]) Nernst, Lehrb. d. Theor. Chemie.

T	$p_{\text{ber.}}$ mm	$p_{\text{beob.}}$ (Landolt-Börnst.-Tab.) mm	Fehler %
273,1	4,579	4,579	± 0,0
323,1	92,50	92,54	— 0,05
333,1	149,46	149,46	± 0,0
340,1	205,15	205,07	+ 0,03
354,1	370,11	370,11	± 0,0
363,1	525,70	526,00	— 0,08
373,1	760,00	760,00	± 0,0
383,1	1072,2	1074,5	— 0,2
393,1	1486	1489	— 0,2
453,1	7464	7514	— 0,6
483,1	14165	14291	— 0,8
513,1	24807	25064	— 1
533,1	34778	35127	— 1
553,1	47597	48011	— 0,8
573,1	63767	64290	— 0,8
603,1	95820	96720	— 0,4
623,1	123580	123660	— 0,06
633,1	139470	139480	— 0,01
647,0	164940	164940	± 0,0

Bei Einführung eines Gliedes mit T^4 läßt sich die Genauigkeit der Formel noch erhöhen.

11. Henglein[1]) (1921) gelangte zur folgenden Formel:

$$\log p = -\frac{a}{T^n} + c.$$

a und n sind spezifische Konstanten; c ist für alle Stoffe gleich 4,6222, wenn p in Atmosphären ausgedrückt wird, und 7,5030, wenn p in mmHg gemessen wird.

$$n = \left(\frac{r}{p\,(v''-v')}\right)_{\text{bei 1 at}} \times \frac{1}{4{,}6222 \cdot 2{,}3025}.$$

Für die meisten Stoffe ist n zwischen 0,8 und 1,3 liegend; Stoffe wie Helium, Wasserstoff besitzen einen niedrigeren Wert von n, entsprechend ihren Troutonschen Koeffizienten $\left(\frac{m \cdot r}{T}\text{ bei 760 mm}\right)$. Für feste Stoffe bleibt c ebenfalls konstant, n wird größer, da zu $m \cdot r$ die Schmelzwärme tritt. Aus der Clausiusschen Formel ergibt sich die Formel folgendermaßen: Man setzt:

$$\frac{r}{p\,(v''-v')} = \frac{k}{T^m}; \text{ dann ist } \frac{d \ln p}{d\,T} = \frac{k}{T^{m+1}}$$

oder:

$$\log p = -\frac{k\,(m+1)}{2{,}303\;T^{m+2}} + c;$$

$$\frac{k\,(m+1)}{2{,}303} = a; \quad m + 2 = n.$$

Die Formel gilt über 3—4 Zehnerpotenzen des Druckes in mmHg, obgleich nur zwei spezifische Konstanten in die Gleichung eingehen. Nachstehend sei die Dampfdruckkurve von Essigsäure wiedergegeben; aus der Zahlentafel ist außerdem zu ersehen, daß die feste Essigsäure einen niedrigeren Dampfdruck hat, als nach der Dampfdruckformel für die Flüssigkeit zu erwarten wäre.

Essigsäure: $\log p_{(\text{mm})} = 7 \cdot 5030 - \frac{4035 \cdot 5}{T^{1 \cdot 1343}}.$

[1]) F. A. Henglein, Zeitschrift für phys. Chemie, 98, 1921.

T	p berechnet	p beobachtet	
238	0,242	0,221 Mündel	fest
253	0,844	0,798 »	fest
263	1,79	1,68 »	fest
273,1	3,52	3,30 Ramsay	fest
293	12,03	11,73	
313	34,92	34,79	
353	201,5	202,3	
373	416,8	417,1	
383	580,7	580,5	
393	794,6	794,0	
413	1423	1414	
453	3849	3833	
493	8795	8638	
533	17570	17579	
573	31740	32043	
593 (krit. Temp.)	41210 (krit. Druck)	42553	

§ 4. Der Vergleich der Dampfdruckkurven zweier Stoffe.

Da sämtliche Stoffe ähnliche Dampfspannungskurven aufweisen, liegt es nahe, diese miteinander zu vergleichen, d. h. die Kurve eines Stoffes auf die eines andern, z. B. Wasser, zu beziehen. Untersuchungen in dieser Hinsicht wurden wiederholt angestellt:

1. Dalton stellte folgendes Gesetz auf: Die Spannkraft gesättigter Dämpfe ist bei gleich weit vom normalen Siedepunkt entfernten Temperaturen für alle Flüssigkeiten die gleiche; wie sich später zeigte, ist das Gesetz allgemein nicht richtig. Es gilt nur bedingt bei chemisch vollkommen analogen Stoffen, wie Ester usw. Das Gesetz ist ein besonderer Fall des

2. Dühringschen Gesetzes, das besagt: „Für zwei Flüssigkeiten A und B seien die Siedetemperaturen bei 760 mm t_A und t_B; bei einem anderen, für beide gleichen Druck seien die Temperaturen t_A' und t_B'; es gilt dann die Beziehung:

$$\frac{t_A - t_A'}{t_B - t_B'} = q = \text{konstant}.$$

Wird $q = 1$, so ergibt sich Daltons Gesetz. Auch die Dühringsche Regel gilt nicht streng; wie wiederholt gezeigt wurde, ist q nicht konstant, sondern eine Temperaturfunktion. Theoretisch läßt sich das Gesetz folgendermaßen ableiten: die Formel

$$\frac{d \ln p}{d\,T} = \frac{m \cdot r}{R \cdot T^2} \quad (r \text{ u. } R \text{ in gcal})$$

auf die Drucke p und p' angewandt, ergibt:

$$m \cdot r = 4{,}571\,\frac{T_1 \cdot \vartheta}{T_1 - \vartheta_1} \log \frac{p'}{p},$$

wo T_1 und ϑ die Temperaturen für die Drucke p' und p bedeuten. Für zwei Stoffe, deren Siedepunkte bei zwei verschiedenen, aber jeweils gleichen Drucken miteinander verglichen werden, folgt:

$$\frac{m_1 \cdot r_1}{m_2 \cdot r_2}\;\frac{T_2 \cdot \vartheta_2}{T_1 \cdot \vartheta_1} = \frac{T_2 - \vartheta_2}{T_1 - \vartheta_1}.$$

Wird der linksstehende Ausdruck $= q$ gesetzt, so ergibt sich die Dühringsche Regel; die Temperaturabhängigkeit von q ist daraus ersichtlich. — Gute Ergebnisse bei nicht allzu großen Druckintervallen liefert die Regel von

3. Ramsay und Young:

$$\frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} = \frac{T_1}{T_2} + c\,(\vartheta_1 - T_1),$$

wo ϑ und T_1 die absoluten Temperaturen für die eine Substanz, ϑ_2 und T_2 die Temperaturen für den anderen Stoff bei den entsprechenden Drucken p und p' bedeuten. Wie vom Verfasser gezeigt wurde, läßt sich die Regel aus der Formel

$$\log p = -\frac{m \cdot r_0}{4{,}571\ T} + C \quad (r_0 \text{ in gcal})$$

ableiten; dabei ergab sich, daß c temperaturabhängig sein muß, was wiederholt durch die Erfahrung gefunden war. c ist meist von der Größenordnung 10^{-4}; wird $c = 0$, dann geht die Formel in die vereinfachte Ramsaysche Regel über:

$$\frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} = \frac{T_1}{T_2} = \text{konst.}$$

Diese Regel gilt häufig für chemisch ähnliche Stoffe, versagt aber, wenn z. B. Quecksilber mit Wasser verglichen wird; in diesem Falle ist die zuerst genannte Ramsay-Youngsche Regel anzuwenden. — Die vereinfachte Ramsaysche Regel ist ein besonderer Fall eines Gesetzes, das

4. Henglein[1]) (1920) abgeleitet hat: $\log T_1 = a \log T_2 + b$, oder in anderer Form: $T_1 = c \cdot T_2^{a}$, wo $\log b = c$ ist. T_1 und T_2 sind die Temperaturen zweier Stoffe bei gleichem Druck. Wählt man ein logarithmisches Koordinatensystem, in dem als Abszisse die Temperaturen des Stoffes 2, als Ordinate die des Stoffes 1 bei gleichen Drucken abgetragen werden, so ergibt sich eine Gerade. Das Gesetz gilt über Druckintervalle von 3—4 Zehnerpotenzen. Theoretisch läßt sich das Gesetz aus der Clausiusschen Formel ableiten unter der empirisch gefundenen Annahme, daß die Quotienten aus gesamter Verdampfungswärme und äußerer Arbeit $\left(\frac{r}{p\,(v'' - v')}\right)$ für zwei Stoffe bei gleichen Drucken in einem konstanten Verhältnis stehen. Für Stoff 1 gilt:

$$\frac{T_1}{p}\,\frac{dp}{dT_1} = \frac{r_1}{p\,(v_1'' - v_1')}.$$

Für Stoff 2 gilt:

$$\frac{T_2}{p}\,\frac{dp}{dT_2} = \frac{r_2}{p\,(v_2'' - v_2')}$$

Für gleiche Drucke wird:

$$\frac{d \ln T_1}{d \ln T_2} = \text{konstant, oder:}$$

$$\log T_1 = a \log T_2 + b, \quad \text{wo } a = \frac{r_1}{p\,(v_1'' - v_1')} \cdot \frac{p\,(v_2'' - v_2')}{r_2}$$

Wird v_1' bzw. v_2' vernachlässigt und $m_1 \cdot p \cdot v_1'' = RT_1$, $m_2 \cdot pv_2'' = RT_2$ gesetzt, so folgt: $a = \frac{m_1 r_1}{T_1} \cdot \frac{T_2}{m_2 \cdot r_2}$, d. h. a ist gleich dem Verhältnis der Troutonschen Koeffizienten der beiden Stoffe.

Wird $a = 1$, so geht die Regel in die vereinfachte Ramsaysche über; diese gilt somit nur genau, wenn die Stoffe, die miteinander verglichen werden, gleichen Troutonschen Koeffizienten haben.

[1]) F. A. Henglein, Ztschr. f. Elektrochemie, 26, 434, 1920.

Wirtschaftliche Nachrichten.

Mineralöle und Fette. Bericht der Fa. Sachsenöl-Gesellschaft m. b. H., Dresden, den 22. Juli 1922.

Auffallend ist die Kursbewegung am Devisenmarkte in den letzten Tagen. Nach den New Yorker Notierungen hätte man mit einer Besserung der Reichsmark rechnen können, in Berlin dagegen wurden die Devisennotierungen sprunghaft heraufgesetzt. Mit täglichen Schwankungen von 20—30 Punkten muß jetzt bei dem schlechten Markkurs gerechnet werden. — Der Mineralölmarkt ist wieder sehr ruhig und zurückhaltend, die Verbraucher wollen sich an die hohen Preise noch nicht gewöhnen. Infolge des ungünstigen Devisenstandes ist mit weiteren Goldzollzuschlägen für die nächsten Wochen zu rechnen. — Es notieren im Großhandel per Kilo, verzollt einschließlich Faß ab Dresden:

amerik. Maschinenöl-Raff., Visk. 2—20 b. 50	M. 34,75	bis M. 62,25
amerik. Spindelöl-Raff., Visk. 2—7 b. 20 .	» 32,—	» » 34,50
» Heißdampf-Zylinderöl, Flp. 270—320	» 47,—	» » 57,25
Sattdampf-Zylinderöl, Flp. 220—240 . .	» 29,75	
Maschinenöl-Dest., Visk. 3—11 b. 50 . . .	» 37,25	» » 38,50
Spindelöl-Dest., Visk. 3—7 b. 20	» 34,—	» » 35,—
Bohröl, weißlöslich	» 30,—	
Vaselinöl, weißlich, Visk. ca. 8 b. 20 . .	» 61,—	
Putzöl, hellgelb	» 15,50	
Maschinenfett	» 36,—	
Wagenfett	» 15,50	
Fischtran, dunkelbraun	» 26,—	

Deutscher Kälte-Verein.

Vorsitzender: Geh. Rat Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz, Technische Hochschule Danzig. Schriftführer: A. Kaufmann, Oberingenieur. Adr.: Berlin NW 23, Brückenallee 11. Schatzmeister: E. Brandt, Direktor. Adr.: Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Arbeitsabteilung I: Für wissenschaftliche Arbeiten. Obmann: Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig. Arbeitsabteilung II: Für Bau und Lieferung von Maschinen, Apparaten. Obmann: Ober-Ing. Heinr. Meckel, Berlin-Pankow. Arbeitsabteilung III: Für Anwendung von künstlicher Kälte und Natureis. Obmann: Direktor A. Lucas, Leipzig A.

Die Hauptversammlung in München hat, dank der vorzüglichen Vorbereitung durch den Ortsausschuß, einen in jeder Beziehung erfreulichen Verlauf genommen. Der ausführliche Verhandlungsbericht sowie die Vorträge erscheinen in den nächsten Heften.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

9. Heft | September 1922 | 29. Jahrgang

Deutscher Kälte-Verein.

Vorsitzender: Geh. Rat Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz, Technische Hochschule Danzig. Schriftführer: A. Kaufmann, Oberingenieur. Adr.: Berlin NW 23, Brückenallee 11. Schatzmeister: E. Brandt, Direktor. Adr.: Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Arbeitsabteilung I: Für wissenschaftliche Arbeiten. Obmann: Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig. Arbeitsabteilung II: Für Bau und Lieferung von Maschinen, Apparaten. Obmann: Ober-Ing. Heinr. Meckel, Berlin-Pankow. Arbeitsabteilung III: Für Anwendung von künstlicher Kälte und Natureis. Obmann: Direktor A. Lucas, Leipzig A.

Bericht über die ordentliche Hauptversammlung zu München in der Technischen Hochschule am 18. Juli 1922.

I. Teil.

Vor Eintritt in die Tagesordnung erteilt der Vorsitzende das Wort Herrn Geh. Rat Professor Dr. M. Schröter, welcher die Versammlung im Namen des leider verhinderten Rektors in den Räumen der Technischen Hochschule begrüßt und den Verhandlungen einen guten Verlauf wünscht.

Der Vorsitzende eröffnet die Sitzung und dankt für die freundliche Aufnahme. Er begrüßt die Ehrengäste, Herrn Geh. Rat Professor Dr. Carl von Linde, Geh. Rat Prof. Dr. Schröter, Professor Dr.-Ing. Knoblauch, Professor Dr. Pressel sowie den Vertreter des österreichischen Kälte-Vereins, Herrn Professor Schwarz und einige aus Holland erschienene Herren.[1]) Er verliest ein an Herrn von Linde gerichtetes Huldigungstelegramm der Maschinen-technischen Abteilung der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich und bittet Herrn von Linde, den Vorsitz zu übernehmen.

Geh. Rat von Linde entspricht diesem Wunsche. Er dankt für den freundlichen Empfang und drückt seine Freude aus, noch einmal im Kreise der Berufsgenossen weilen zu können. Er erinnert daran, daß unser Verein aus Anlaß des ersten internationalen Kälte-Kongresses entstanden ist, daß die Franzosen sich — trotz ihres geringen Anteils an der tatsächlichen Entwicklung der Kälteindustrie — an die Spitze der internationalen Vereinigung zu stellen wußten und wie der Verein nach seinem Ausschluß aus derselben nunmehr auf sich selbst gestellt ist.

Sein Leben pulsiert an vier Stellen: In den Arbeitsabteilungen, in der Hauptversammlung, in der Vereinszeitschrift und besonders in den Bezirks-Vereinen, von deren Gedeihen die Zukunft des Vereins insbesondere abhängig erscheint, so daß es sehr zu begrüßen wäre, wenn die begründete Aussicht auf Bildung zweier weiterer Bezirksvereine in München und am Rhein sich bald verwirklichen würde.

[1]) Der holländische Verein hatte seine Glückwünsche schriftlich übermittelt. Am Abend liefen noch Begrüßungsschreiben von unseren Freunden aus Ungarn und Finnland ein. Herr Dr. Andersson aus Stockholm war am Erscheinen leider verhindert. Kfm.

Professor Schwarz überbringt die Grüße der österreichischen Brüder und erhofft baldige Vereinigung seines Vereins mit dem deutschen.

Der Ehrenvorsitzende versichert Herrn Schwarz unseres tief empfundenen Mitgefühls und erteilt hierauf das Wort Herrn Professor Dr. Dr.-Ing. Knoblauch-München zu seinem Vortrag: »Neuere Methoden und Forschungsergebnisse der Bestimmung des Wärmedurchganges«, dem die Versammlung mit gespannter Aufmerksamkeit folgt. An der Diskussion beteiligen sich die Herren Altenkirch, Lorenz, Krause, und nach einem Schlußwort des Vortragenden spricht Herr von Linde diesem den Dank der Versammlung für seine interessanten Darbietungen aus.

Der Ehrenvorsitzende gibt das Wort Herrn Professor Dr.-Ing. Plank-Danzig zu »Über Drehkolbenmaschinen«. Auch dieser Vortrag, zu dessen besserem Verständnis zahlreiche Lichtbilder beitragen, findet bei der Versammlung wärmste Aufnahme. Eine Besprechung erfolgt nicht, Herr von Linde drückt dem Vortragenden den Dank der Anwesenden aus, verbunden mit seiner Anerkennung für die klare Behandlung des Themas.

Beide Vorträge sollen in der Vereinszeitschrift veröffentlicht werden.

Es folgt eine kurze Mittagspause.

II. Teil.

Geh. Rat Lorenz erteilt das Wort Herrn Prof. Schwarz (Mähr.-Ostrau) zu seiner Ansprache: Fünfzig Jahre Kälte-Industrie«, die auf Seite 161 des vorliegenden Heftes wiedergegeben wird. Die Ansprache findet freudigen Widerhall, dem der Vorsitzende zugleich mit dem Dank der Versammlung noch besonderen Ausdruck gibt.

Geschäftliches.

Punkt 1. Jahresbericht des Schriftführers (Ober-Ing. Kaufmann-Berlin):

Zu Beginn des abgelaufenen Vereinsjahres hatten wir 258 Mitglieder. Ausgeschieden sind 6, durch den Tod haben wir verloren 2. Neuaufnahmen haben stattgefunden 18, wonach die Mitgliederzahl heute beträgt 268, somit ein Zuwachs von 10.

Die Gesamtzahl verteilt sich auf Einzelmitglieder mit ca. 60 vH, auf Firmen und Behörden mit ca. 40 vH.

Etwa 96 vH der Mitglieder sind deutsche Reichsangehörige, während folgende Nicht-deutsche Länder mit je 1 oder 2 Mitgliedern vertreten sind: Freistaat Danzig, England, Holland, Java, Norwegen, Österreich, Schweden, Schweiz, Tschecho-Slowakei.

Der Berliner Bezirks-Verein zählt zurzeit 54 Mitglieder, das sind 20 vH der Gesamtzahl, der Hamburger-Bezirksverein zählt 72 Mitglieder, oder 27 vH der Gesamztahl. Die prozentuale Anteilnahme der Bezirks-Vereine ist somit um ein gerings gewachsen.

Zur Erledigung der laufenden Geschäfte, wozu in erster Linie gehören die Durchführung der Hamburger Beschlüsse betr. der neuen Satzungen und der Leistungsregeln, ferner der Verkauf unseres derzeitigen Vereinsorgans seitens der Firma Oldenbourg-München sowie die Vorbereitungen der heutigen Hauptversammlung, haben 3 Vollsitzungen des Vorstandes stattgefunden, und nebenher ging ein reger schriftlicher und wo angängig mündlicher Verkehr zwischen den geschäftsführenden Vorstandsmitgliedern.

Die Satzungen sind den Mitgliedern durch die Post zugestellt worden. Sie haben sich im allgemeinen als brauchbar erwiesen, jedoch schlägt Ihnen der Vorstand einige durch die Geldentwertung begründete Änderungen vor (Punkt 3 der Tagesordnung).

Die Leistungsregeln konnten gerade noch zur heutigen Tagung fertiggestellt werden. Um dieser grundlegenden Arbeit auch nach außen hin die ihr gebührende Anerkennung zu sichern, haben wir in engster Fühlung mit dem Normenausschuß der deutschen Industrie gestanden mit dem Ergebnis, daß die Regeln seitens des Ausschusses anerkannt und unter Nr. 1951 in seine Listen eingetragen wurden; die Regeln erscheinen im Kommissions-Verlag des Normen-Ausschusses der Bezugspreis kann noch nicht genannt werden, ca. M. 50.

Zur Bewältigung der finanziellen Aufgabe hat ein uns nahestehender Industrieverband die Mittel in dankenswerter Weise zur Verfügung gestellt.

Unsere Vereinszeitschrift ist seit der letzten Hauptversammlung in anderen Besitz übergegangen. Es traf sich gut, daß ein dahingehender Wunsch der früheren Inhaberin (Verlagsanstalt Oldenbourg-München) mit der Absicht des AVK, eine eigene Zeitschrift zu gründen, zusammenfiel, und nach längeren Verhandlungen fand sich eine Lösung in der Weise, daß eine aus dem AVK hervorgegangene »Gesellschaft für Kältewesen« das Eigentumsrecht erwarb. Der früher zwischen Oldenbourg und DKV bestehende Vertrag ist durch einen in allen wesentlichen Punkten gleichlautenden Vertrag zwischen Gesellschaft für Kältewesen und DKV ersetzt worden, der die gegenseitigen Rechte und Pflichten regelt. Unter anderem haben wir natürlich Sitz und Stimme im Redaktionsausschuß, wie dies auch bisher der Fall war. Die äußere Gestalt der Zeitschrift soll keine nennenswerten Änderungen erfahren; als Schriftleiter ist seitens der Gesellschaft für Kälte-Wesen wiederum Herr Dr. Krause bestellt worden, und wir dürfen hoffen, daß das Unternehmen sich auf neuer Grundlage gut entwickeln und allseitig bewähren wird.

Zum 80. Geburtstag unseres hochverehrten Ehrenmitgliedes, des Herrn Geh. Rat von Linde, hat der Vorstand die Glückwünsche des Vereins ausgesprochen, worauf uns ein in sehr freundlichen Worten gehaltenes Dankschreiben zugegangen ist.

Die sich fast durch das ganze Jahr hinziehenden Bemühungen Ihres Vorstandes, die Münchener Hauptversammlung zu einem würdigen Ereignis in unserem Vereinsleben zu gestalten, wobei wir aufs beste durch die Herren des Ortsausschusses unterstützt wurden, bildeten neben den oben behandelten, mehr organisatorischen Arbeiten den Hauptteil unserer Vereinstätigkeit.

Der Vorsitzende fügt betreffs der Leistungsregeln hinzu, daß ihr Zustandekommen hauptsächlich der Initiative des Herrn Professor Plank-Danzig zu verdanken sei und spricht letzterem und Herrn Altenkirch den besonderen Dank des Kältevereins aus. Professor Plank hat ausdrücklich auf eine Remuneration verzichtet.

Der Vorsitzende stellt den Jahresbericht zur Diskussion, und da sich niemand zum Wort meldet, folgt der Rechnungsabschluß des Schatzmeisters (Direktor Brandt-Berlin):

	Soll M.	Haben M.
1. Januar 1921:		
An Kassenbestand laut Aufnahme	284,72	
Eing. Mitgliederbeiträge usw. . .	3782,50	
Per Ausgaben laut Belegen		1393,10
Bank-Einzahlung und Überweisung		1570,—
31. Dezember 1921:		
Kassenbestand laut Aufnahme . .		1104,12
	4067,22	4067,22

1. Januar 1922:

An Vereinsvermögen ist vorhanden:

	M.	M.
Kassenbestand laut Aufnahme. .		1104,12
Bankguthaben	18996,—	
Abzüglich Rückstellung für Zahlung der Zeitschrift 1921. . . .	4000,—	14996,—
Bestand an Effekten laut Bankauszug		19154,—
		35254,12

Das bedeutet einen Zuwachs gegen das Vorjahr um M. 14419,40. Die Abrechnung ist durch die beiden Rechnungsprüfer, die Herren Direktor Hennig-Berlin und Ober-Ingenieur Hoffmann-Berlin geprüft und in Übereinstimmung mit den Büchern gefunden worden.

Die Versammlung nimmt ohne Debatte Kenntnis von dem Bericht, worauf der Vorsitzende dem Schriftführer, dem Schatzmeister und den Rechnungsprüfern den Dank des Vereins für ihre mühevolle Arbeit aus-

spricht und die Entlastung des Vorstandes beantragt, welche ohne Widerspruch erteilt wird.

Punkt 2. Haushaltplan. Entwurf des Vorstandes:

Einnahmen:

	M.
Beiträge:	
3 außerordentliche Mitglieder je M. 100 . . .	300
115 Einzelmitglieder je M. 40	4600
75 Hamburger Mitglieder je M. 25	1875
85 Firmenmitglieder je M. 200	17000
15 Eintrittsgelder je M. 10	150
Zinsen der Wertpapiere Abzug 10 vH.	1750
voraussichtlich	M. 25675

Ausgaben:

	M.
Zeitschrift	4865
Beitrag an den Berliner Bezirks-Verein	
40 Mitglieder je M. 10	400
Porti	4150
Reisen, Drucksachen etc.	9750
Hauptversammlung	5000
Kleine Ausgaben und Verschiedenes	1510
voraussichtlich	M. 25675

Der Haushaltplan wird nach kurzer Besprechung genehmigt.

Außerordentliche Ausgaben liegen zunächst nicht vor.

Die Jahresbeiträge können in bisheriger Höhe belassen werden.

Punkt 3: Änderung der Satzungen.

§ 5. Stiftende Mitglieder. Auf Antrag des Herrn Cattaneo-Amsterdam wird einstimmig beschlossen, den Betrag auf das 50fache des Jahresbeitrages zu erhöhen.

§ 6. Außerordentliche Mitglieder. Der Antrag des Vorstandes, den jährlichen Beitrag auf mindestens das Dreifache des Beitrages der ordentlichen Mitglieder zu erhöhen, findet einstimmige Annahme.

§ 20. Ausgaberecht des Vorstandes. Es wird einstimmig beschlossen, die Grenze mit M. 5000 festzulegen.

Punkt 4. Neuwahlen des Vorstandes.

Der Vorsitzende macht auf §§ 16, Punkt 3, aufmerksam, wonach jedes stimmberechtigte Mitglied Vorschläge machen kann; er teilt ferner mit, daß Herr Dipl.-Ing. M. Hirsch-Frankfurt a. M. auf eine Wiederwahl verzichtet habe. Auszuscheiden haben heute die Herren Hirsch, Kaufmann, Kögler. Aus der Versammlung werden vorgeschlagen die Herren Dr. Friedrich Linde, Kaufmann, Pabst. Da weitere Vorschläge nicht gemacht werden und kein Widerspruch erfolgt, sind die zuletzt genannten Herren gewählt. Auf die Frage des Vorsitzenden, ob sie die Wahl annehmen, erklärt Herr Dr. Rich. Linde, er glaube dies für seinen Bruder bejahen zu können, und auch die Herren Kaufmann und Pabst sind mit ihrer Wahl einverstanden. Der Vorsitzende dankt und spricht auch Herrn Hirsch seinen Dank aus. Bei Herrn Kögler, der nicht anwesend ist, soll dies schriftlich geschehen.

Herr Pabst macht noch die erfreuliche Mitteilung, daß in Köln ein Bezirksverein mit etwa 20 Mitgliedern in der Bildung begriffen sei, was mit allseitigem Beifall begrüßt wird.

Punkt 5. Rechnungsprüfer: Die Herren Direktor Hennig-Berlin und Ober-Ing. Hoffmann-Berlin werden einstimmig wiedergewählt.

Punkt 6. Wahl der Obmänner: Durch Zuruf werden die bisherigen Obmänner, nämlich für Abt. I Herr Prof. Plank-Danzig, für Abt. III Herr Direktor Lucas-Leipzig, wiedergewählt. Sie nehmen die Wahl an.

Punkt 7. Berichte der Arbeitsabteilungen: Abt. I. An Stelle des verhinderten Obmannes verweist der Vorsitzende auf die Mitteilungen des Herrn Professors Plank vom gestrigen Tage über neuere Arbeiten auf dem Gebiete der Kältetechnik (vgl. S. 160).

Abt. II. Herr Meckel-Berlin: Die durch die Abteilung vor einer Reihe von Jahren geleisteten Vorarbeiten betr. Schaffung von Normalflanschen wurden mit Zustimmung des Vorstandes einem beim Ausfuhr-Verband für Kältemaschinen neu gebildeten Ausschuß übergeben, welcher sich das Studium dieser und verwandter Fragen zur Aufgabe gemacht hat. Der Kälteverein ist in diesem Ausschuß durch mehrere Herren vertreten. Gestern haben wir den Vortrag Altenkirch gehört, der sich in ausführlicher Weise mit den Grundlagen und Methoden für die Berechnung der Leistungstabellen befaßt (vgl. S. 165).

Abt. III. Herr Lucas-Leipzig: Unsere vorjährige Eingabe betr. Frachtenermäßigung für Leerläufe hat seitens der zuständigen Behörden eine gewisse Berücksichtigung gefunden, wonach wir mit dem Erfolg zufrieden sein können. Im übrigen hatten wir wenig Gelegenheit zu praktischer Arbeit, aber ich werde für Anregungen zu nutzbringender Betätigung stets dankbar sein. Der für gestern zugesagte Vortrag des Herrn Professors Ganzenmüller-Weihenstephan konnte aus äußeren Gründen leider nicht stattfinden, er soll aber in der Zeitschrift veröffentlicht werden.

Punkt 8. Ort der nächsten Hauptversammlung. Herr Pabst schlägt Köln vor, und nach eingehender Aussprache wird dieser Ort gewählt. Die Tagung soll womöglich in Verbindung mit jener des Verbandes der Kühlhäuser stattfinden (Mai oder Juni).

Es wird noch die Frage gestreift, ob für die Hauptversammlungen vielleicht ein zweijähriger Turnus gewählt werden soll. Dieser Gedanken findet aber keinen Beifall. Damit ist die Tagesordnung erledigt.

Der Vorsitzende spricht allen Herren, welche zum Gelingen der Tagung beigetragen haben, den herzlichsten Dank des Vereins aus, insbesondere dem Ortsausschuß. Der geistige Inhalt der Vorträge und der sonstigen Veranstaltungen habe der Tagung einen ausgezeichneten Verlauf gesichert, der in dauernder Erinnerung bleiben wird. Dies gilt in hohem Maße vom gestrigen Begrüßungsabend und ist mit Sicherheit auch vom heutigen Festabend und von den weiteren Veranstaltungen zu erwarten.

Prof. Schwarz dankt im Namen aller Teilnehmer für die tadellose Führung der Geschäfte, vor allem auch Herrn Geh. Rat von Linde für die der Versammlung durch Übernahme des Vorsitzes erwiesenen Ehrung.

Die Sitzungen der 3 Arbeitsabteilungen fanden programmäßig am Nachmittag des 17. Juli 1922 in der Technischen Hochschule statt.

Abt. I. Professor Plank (Obmann) berichtet über: Die wissenschaftlichen Untersuchungen auf dem Gebiete der Kältetechnik seit der letzten Hauptversammlung des DKV.:

1. Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen. Entsprechend dem Beschluß in der vorjährigen Hauptversammlung[1]) wurde nach Würdigung aller eingegangenen Wünsche der endgültige Text der Normen vom Ausschuß festgelegt und in der Zeitschrift abgedruckt[2]). Die Zahlentafeln, die den Anhang zu den Normen bilden, sind auf neuer Grundlage unter Berücksichtigung aller inzwischen veröffentlichter Versuchsdaten von Herrn Altenkirch berechnet worden. Diese Zahlentafeln sind in der Zeitschrift bisher nicht erschienen. Dagegen sind die Normen einschließlich der Zahlentafeln von dem Vorstande des D. K. V. in Verbindung mit dem Ausfuhrverband für Kältemaschinen als besondere Broschüre herausgegeben worden und im Buchhandel erhältlich. Es darf angenommen werden, daß dadurch einem dringenden Bedürfnis entsprochen ist, da es nunmehr auf dem Gebiete der Kältemaschinen ähnliche Regeln gibt, wie sie z. B. für die Untersuchung von Kraftmaschinen und Luftkompressoren seit längerer Zeit vorhanden sind.

2. Die Untersuchung über die Messung der Kälteleistung durch die umlaufende Ammoniakmenge ist von Herrn Dr.-Ing. Weisker im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule zu Ende geführt worden. Die Veröffentlichung dieser Arbeit ist in der Zeitschrift soeben erfolgt. Das Problem ist in einer für den praktischen Gebrauch geeigneten Weise gelöst. Die Durchflußkoeffizienten für flüssiges Ammoniak sind höher, als in dem vorläufigen Bericht des vorigen Jahres angegeben wurde[3]). Der dort angegebene Wert von 0,59 hat sich bei genauer Durchrechnung der Versuche unter Berücksichtigung verschiedener Korrekturen als zu niedrig erwiesen. Nachdem in einer eigens hierfür gebauten Versuchseinrichtung noch weitere Vergleichsversuche angestellt worden sind, ist als der wahrscheinlichste Mittelwert die Zahl 0,64 anzusehen. Diese Arbeit ist nunmehr völlig abgeschlossen.

3. Die Bestimmung der Ausflußkoeffizienten von konzentrierten Chlormagnesiumlösungen konnte wieder in Angriff genommen werden, nachdem die hierzu erforderlichen Mittel durch den Ausfuhrverband bereitgestellt waren. Diese Versuche werden von Herrn Dipl.-Ing. Reschke im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Danzig ausgeführt und nähern sich ebenfalls ihrem Ende. Es hat sich bisher gezeigt, daß die Werte für Chlormagnesium etwas höher liegen als für Kochsalz nach Versuchen von Schneider. Die laufenden Untersuchungen werden an Poncellet-Öffnungen von 2 bis 50 mm durchgeführt. Besonders bei ganz kleinen Öffnungen treten interessante, bisher nicht beobachtete Erscheinungen auf, über die nach Abschluß der Arbeit berichtet werden wird.

Meinem Antrage entsprechend, hat der Ausfuhrverband für das laufende Jahr in entgegenkommender Weise einen weiteren ansehnlichen Betrag für wissenschaftliche Untersuchungen auf dem Gebiete der Kältetechnik zur Verfügung gestellt. Es ist geplant, zunächst Versuche über den Wärmeübergang von Ammoniak durchzuführen.

4. Vor einigen Monaten ist in dieser Zeitschrift eine Abhandlung von Herrn Dipl.-Ing. Koch über die spezifische Wärme der Lösungen von Chlorkalzium und Chlormagnesium für mittlere und tiefe Temperaturen erschienen, die im Laboratorium für technische Physik der Technischen Hochschule, München, ausgeführt ist. Diese Untersuchung ist für die Kältetechnik ebenfalls von sehr großer Bedeutung, und sie gestattet eine wesentlich genauere Auswertung von Versuchsergebnissen an Kühlanlagen, die mit solchen Salzlösungen arbeiten.

Die Darlegungen werden mit großem Interesse aufgenommen; eine Diskussion findet nicht statt.

Abt. II. Herr Meckel (Obmann) erteilt das Wort Herrn Altenkirch zu seinem Vortrag betr. der Leistungstabellen, der mit reger Aufmerksamkeit verfolgt wird (vgl. S. 165).

Abt. III. Herr Lucas (Obmann) teilt mit, daß Herr Professor Ganzenmüller zu seinem Bedauern am Erscheinen verhindert ist. Das Wort erhält Herr Dipl.-Ing. M. Hirsch zu »Maschinell gekühlte Eisenbahnwagen«. Auch dieser Vortrag, den eine Reihe guter Lichtbilder unterstützen, findet bei der Versammlung die verdiente freundliche Aufnahme, wofür die sich anschließende lebhafte Besprechung den besten Beweis lieferte.

Im Anschluß an das Gehörte wirft Herr Beigeordneter Bolstorff-Essen die Frage auf, ob zwecks besserer Regulierung der Fleischpreise und im Interesse der Kühlhäuser vielleicht Mittel und Wege gefunden werden können, um die Schlachtungen des schlachtreifen Viehs zeitlich systematisch zu regeln. Herr Bolstorff fragt an, ob der Kälteverein in dieser Hinsicht etwas unternehmen könne. Herr Lucas hat zwar gewisse Bedenken, will aber in eine gründliche Prüfung der Frage eintreten, wenn Herr Bolstorff schriftliche Unterlagen liefert, was dieser zusagt.

Hiermit fanden die Beratungen der Arbeitsabteilungen ihren Abschluß.

---

[1]) Diese Zeitschrift, Heft 7, 1921, S. 108.
[2]) Diese Zeitschrift, Heft 4, 1922, S. 57 bis 68.
[3]) Diese Zeitschrift, Heft 8, 1921, S. 114.

Auf die freundliche Einladung des Herrn Professors Knoblauch vereinigten sich die Anwesenden zur Besichtigung des Laboratoriums für technische Physik und folgten daselbst den hochinteressanten Ausführungen und Erläuterungen, die um so dankbarer aufgenommen wurden, als den Teilnehmern ja bewußt war, wie viele wertvolle Forschungsarbeiten gerade auf ihrem Spezialgebiete aus dem Institute hervorgegangen sind.

Nach Schluß der Hauptversammlung folgten die Teilnehmer einer Einladung des Herrn Dr.-Ing. Heucky zur Besichtigung des Forschungsheims für Wärmeschutz, wo sie unter Führung des Herrn Dr. Hencky mit großem Interesse die auf wissenschaftlicher Grundlage aufgebauten Bestrebungen und Methoden verfolgten, die der Erforschung und Klärung aller mit der Isolierung gegen Wärme- oder Kälteverluste zusammenhängenden Fragen dienen. Mit dem Ausdruck seines Dankes und seiner Anerkennung für das Dargebotene verbindet der Verein den Wunsch auf eine recht gute weitere Entwicklung des Institutes.

Die gesellschaftlichen Veranstaltungen waren durch den Ortsausschuß unter der Leitung des Herrn Geh. Rat Prof. Dr. M. Schröter und des Herrn Kommerzienrats G. Proebst in ausgezeichneter Weise vorbereitet worden und nahmen einen allseitig befriedigenden Verlauf.

Der Begrüßungsabend am Montag, 17. Juli, im Bürgerbräu-Keller gestaltete sich mit seinem reichhaltigen Programm zu einem wahren Familienfest sämtlicher Kälteleute und ihrer Damen; über die äußerst gelungene Rundfahrt am Dienstag sind alle Teilnehmerinnen voll des Lobes, und das Festessen im Bayerischen Hof am Abend des Tages verlief in angeregtester Weise. Bei diesem Anlaß begeisterte Herr Geh. Rat Lorenz die Teilnehmer durch seine zündende Ansprache zu einem aus tiefstem Herzen kommenden Hoch auf das geliebte Vaterland. Herr Direktor Knoke feierte in formvollendeter, inhaltreicher Rede unser Ehrenmitglied, Herrn Geh. Rat von Linde und gab der Freude des Vereins Ausdruck, den Jubilar in voller geistiger und körperlicher Frische unter uns begrüssen zu dürfen. Herr Walter Zimmermann brachte das Wohl der Damen aus.

Der Mittwoch vereinigte die Teilnehmer zu der schönen Fahrt auf den Wendelstein, die trotz Sturm und Regen bei allen in fröhlicher Erinnerung bleiben wird.

Am Donnerstag fanden unter fachkundiger Führung vormittags Besuche des Deutschen Museums, nachmittags der Großmarkthalle und der Gewerbeschau statt, und abends kamen die Teilnehmer in kleineren Gruppen nochmals zusammen, um nach den arbeits- aber auch genußreichen Tagen dem schönen München Lebewohl zu sagen.

Auf Grund der Münchener Wahlen und durch Beschluß des Vorstandes setzt sich der Vorstand wie folgt zusammen:

Vorsitzender: Geh. Reg. Rat Professor Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz-Danzig; Stellvertreter: Ober-Ing. H. Mekkel-Berlin.

Schatzmeister: Direktor E. Brandt-Berlin; Stellvertreter: Direktor G. Heyroth-Hamburg.

Schriftführer: Ober-Ing. Kaufmann-Berlin; Stellvertreter: Ober-Ing. Pabst-Köln.

Direktor O. Knoke-Charlottenburg.

Direktor Dr. Friedrich Linde, München.

Direktor A. Lucas-Leipzig.

Der Schriftführer: Kaufmann. Der Vorsitzende: Dr. H. Lorenz.

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Fünfzig Jahre Kälte-Industrie.[1])

Von Prof. Alois Schwarz.

Für die ehrende Auszeichnung, an dieser Stelle vor einem Kreise hervorragender Fachgenossen einige Worte über dieses Thema sprechen zu dürfen, habe ich zunächst verbindlichsten Dank zu sagen. Der unmittelbare Anlaß zu diesen Ausführungen bei der heutigen Tagung des deutschen Kältevereins ist dadurch gegeben, daß wir diese Tagung in der Hauptstadt München abhalten, welche seit 1866 das technische und wissenschaftliche Arbeitsfeld unseres Altmeisters, des Herrn Geheimrates Professor Dr. Karl von Linde bildet, dessen Technische Hochschule ihn durch mehrere Dezennien zu ihren gefeiertsten Forschern und Lehrern zählte und deren Umgebung nunmehr den behaglichen Ruhesitz seines glücklichen Alters bildet. Wir genießen die Freude, den Schöpfer unserer Industrie in bewundernswerter geistiger und körperlicher Frische in unserer Mitte und an unserer Spitze zu sehen und haben ihm aus Anlaß seines kürzlich begangenen 80. Geburtstages aus vollstem Herzen nach Verdienst gefeiert. Mit seiner Lebensarbeit ist die Geschichte unserer Industrie, ihrer Entwicklung und ihrer Fortschritte nicht nur in Deutschland, sondern in der ganzen Welt unauflöslich verbunden, und es ist die Schilderung seiner Tätigkeit zugleich die Darstellung ihres Siegeslaufes, den sie während der letzten 50 Jahre genommen, welcher in der Geschichte der Technik wohl kaum seinesgleichen findet.

Es waren wohl auch in früheren Jahren vereinzelte Versuche unternommen worden, abgesehen von kleineren Anfängen in physikalischen und chemischen Laboratorien, die künstliche Kälte in der Industrie zur Anwendung zu bringen. Amerikanische, deutsche, französische und englische Techniker hatten schon von 1850 bis 1870 Maschinen gebaut, welche teils durch Luft-

[1]) Ansprache, gehalten bei der Hauptversammlung des Deutschen Kälte-Vereins am 18. Juli 1922.

kompression, teils unter Anwendung von verflüssigten Gasen oder leicht flüchtigen Flüssigkeiten, Verdunstung von Wasser im Vakuum tiefe Temperatur erzielten und zur industriellen Kühlung oder zunächst zur Erzeugung von künstlichem Eis verwendet wurden. Die ersten Kaltluftmaschinen von Gorrie (1850), Kirk (1862), Behrend (1867), Windhausen (1870), die Absorptionsmaschinen von Carré, vielfach auch in Deutschland ausgeführt, die Vakuumeismaschinen von Carré, die in den kleinen Caraffes frappés eine Sensation der Pariser Weltausstellung 1878 bildeten, die Äther-Kompressionsmaschinen von Perkins, Carré und Tellier bildeten die ersten praktischen Versuche auf diesem Gebiete. Doch entbehrten diese ersten maschinellen Ausführungen zunächst noch der theoretischen Grundlagen aus der mechanischen Wärmetheorie, ebenso der sorgfältigen technischen Durchführung, welche die erste Bedingung für die rationelle Ausnützung solcher Maschinen bildet. Erst Professor Linde blieb es vorbehalten, sowohl die theoretischen und wissenschaftlichen Grundlagen für dieses neue Gebiet der Technik zu schaffen, wie auch in der Folge in Verbindung mit den bedeutendsten und vorgeschrittensten Maschinenfabriken die konstruktiven Arbeiten für diese Maschinen derart zu vervollkommnen, daß eine rationelle Verwertung derselben in der Praxis gesichert erschien.

Ein Zufall führte unseren Altmeister diesem Gebiete zu: ein Preisausschreiben für eine Kühlanlage zum Auskristallisieren von Paraffin, das 1870 erfolgte, lenkte seine Aufmerksamkeit auf diesen Gegenstand; noch im gleichen Jahre erschien in der Zeitschrift »Bayrisches Industrie- und Gewerbeblatt« seine erste theoretische Abhandlung unter dem Titel: »Über die Wärmeentziehung bei niedrigen Temperaturen durch mechanische Mittel«, in welcher die wärmemechanischen Grundlagen der Erzeugung künstlicher Kälte wissenschaftlich dargelegt wurden. Schon im nächsten Jahre folgte in der gleichen Zeitschrift auf Grund dieser theoretischen Vorarbeit eine zweite Veröffentlichung unter dem Titel: »Verbesserte Eis- und Kühlmaschine«, mit welcher die Grundsätze des Baues solcher Maschinen durch Kompression von Gasen oder Verdampfung leichtflüchtiger Flüssigkeiten erörtert wurden. Obgleich zu jener Zeit bereits drei Systeme von Kühlmaschinen: Absorptions-, Kaltluft- und Kompressionsmaschinen vereinzelt gebaut und in Verwendung waren, hatte es an einer wissenschaftlichen Vergleichung ihrer Leistungen in thermodynamischer Richtung bisher gefehlt. Linde stellte in diesen ersten Abhandlungen die Grundlagen für eine Theorie der Kältemaschinen in der Richtung auf, welches Verhältnis zwischen der Kälteproduktion und der aufgewendeten Energie als das höchst erreichbare zu betrachten sei, welcher Arbeitsvorgang zur Erreichung solcher Höchstleistungen durchzuführen wäre und wie sich die verschiedenen Kältemaschinen hiezu verhalten. Die aus den Gesetzen der Thermodynamik entwickelte und fortan richtunggebende Beantwortung lautete dahin, daß der Arbeitsvorgang der Kältemaschinen sich als das Heben der dem abzukühlenden Körper bei der absoluten Temperatur T entzogenen Wärmemenge Q von T auf die Temperatur T_1 der Umgebung darstellte, unter Aufwand einer Energiemenge $\frac{A}{J}$, welche dem Produkte aus der entzogenen Wärmemenge bzw. ihrer Entropie $\frac{Q}{T}$ und aus der Differenz $T_1 - T$ der Temperaturen mindestens gleich sein muß, und daß das höchste Leistungsverhältnis demgemäß betrage:

$$\frac{Q \cdot J}{A} = \frac{T}{T_1 - T} \text{ für isothermische und}$$

$$\frac{Q \cdot J}{A} = \frac{T_1 - T}{T_1 \log \frac{T_1}{T}} - T_1 - T$$

für polytrope Wärmeentziehung, worin Q die Kälteleistung, $\frac{J}{A}$ das mechanische Wärmeäquivalent $= 427$ die verrichtete Arbeit in mkg bedeuten.

In der gleichen Abhandlung wurden auch die Wirkungsgrade der bestehenden Kaltluftmaschinen, Kaltdampfmaschinen und Absorptionsmaschinen auf rechnerischem Wege ermittelt, wobei Linde feststellte, daß keine der bis dahin gebauten Kältemaschinen mehr als ein Fünftel der höchsterreichbaren Leistung geliefert habe, und er machte in der zweiten Abhandlung »Verbesserte Eis- und Kühlmaschine« Vorschläge, auf welche Weise ein besseres Ergebnis zu erzielen wäre.

Die Veröffentlichungen in einer wenig verbreiteten Zeitschrift hätten nur geringe Beachtung in der Praxis gefunden, wenn nicht der aus London zurückgekehrte Brauereichemiker Dr. Böttinger dem Generaldirektor der Dreherschen Brauereien Deiglmayr, welcher in der Triester Brauerei infolge der dort herrschenden hohen Temperaturen Schwierigkeiten hatte, auf diese Arbeiten Lindes aufmerksam gemacht hätte. Deiglmayr trat mit Professor Linde in Verbindung und forderte ihn auf, auf Grund seiner Vorschläge eine Kältemaschine für die Triester Brauerei auszuführen. Linde schlug vor, diese erste Versuchsmaschine in München in der Brauerei Sedlmayr aufzustellen und stellte den Entwurf für eine solche Maschine fertig, welche von der Maschinenfabrik Augsburg ausgeführt wurde, und zwar zunächst mit Methyläther als verdampfendes Medium, welches dann durch Ammoniak ersetzt wurde. Es ist demnach 1872 als das Geburtsjahr der rationell arbeitenden Kompressions-Kaltdampfmaschinen anzusprechen.

Im folgenden Jahre 1873 hatte Professor Linde zum ersten Male Gelegenheit, vor einem größeren fachmännischen Hörerkreise die Bedeutung der neuen Kältemaschine zu erörtern, und zwar auf dem ersten Internationalen Brauerkongresse in Wien, an welchem neben Sedlmayr, München, bedeutende Fachmänner dieser Industrie: Dreher und Faber aus Wien, Jakobsen aus Kopenhagen, Feltmann aus Rotterdam, Hatt aus Straßburg mit ihm in Verbindung traten und seine

Vorschläge durch praktische Ausführung förderten. Hierdurch wurde die Anwendung der Kühlmaschine in der so blühenden Brauindustrie, welche der niedrigen Temperaturen infolge des Überganges vom obergärigen zum untergärigen Verfahren dringend benötigte, da in eisarmen Wintern die Beschaffung von Natureis immer schwieriger wurde und den Betrieb der Brauereien bedrohte, allgemein eingeführt. Die erste Anwendung dieser Maschine erfolgte durch Luftkühlung in den Gärkellern, die weitere zur Herstellung von kaltem Süßwasser zum Kühlen der Gärbottiche und der heißen Bierwürze vor Einleitung der Gärung, eine weitere zur Kühlung von Salzlösung zum Zwecke der Abkühlung der Lagerräume und zur Herstellung von Kunsteis, welche ab 1878 auch in besonderen Eisfabriken für die handelsmäßige Verwertung in zahlreichen Anlagen ausgeführt wurde.

Die rasche Verbreitung der Kühlmaschinen in der Brauindustrie und die zahlreichen Ausführungen ließen es notwendig erscheinen, eine industrielle Organisation zu schaffen, welche die weitere Einführung solcher Anlagen zur Aufgabe hatte. Es wurde die »Gesellschaft für Lindes Eismaschinen« gegründet, zu deren Leitung Professor Linde berufen wurde und welcher er seine weitere Tätigkeit erfolgreich widmete. Der Bau der Kühlmaschinen, welche in den ersten Anlagen durch die Maschinenfabrik Augsburg ausgeführt wurden, erfolgte auch in der nächsten Zeit durch dieses Werk für Deutschland, wurde von der Gesellschaft für die Schweiz, Italien und Spanien der Maschinenfabrik Sulzer in Winterthur, für Österreich-Ungarn den Maschinenfabriken Ringhofer und Skoda, für England an die British-Linde Refrigerating Co., für Amerika an die Fred Wolf Werke übertragen und in vielen Hunderten Anlagen in allen Ländern eingeführt.

Das Anwendungsgebiet der künstlichen Kühlung wurde in den folgenden Jahren vielfach erweitert; neben der Anwendung in der Brauindustrie, welche bald für jede größere Brauerei unentbehrlich wurde, wurden in allen großen Städten Eisfabriken errichtet, um den stets wachsenden Bedarf an Kunsteis zu decken.

1883 wurde in Wiesbaden, dem Sitze der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen der erste Versuch gemacht, den dortigen Schlachthof mit künstlicher Kühlung einzurichten und die glänzenden Erfolge, die damit erzielt wurden, führten dazu, daß die Schlachthöfe aller großen und selbst der kleineren Städte binnen wenigen Jahren mit künstlicher Kühlung ausgestattet wurden, eine für die Versorgung der Bevölkerung bedeutungsvolle Neuerung, durch welche die Aufstapelung und regelmäßige Verteilung großer Fleischmengen gesichert und Preisschwankungen verhindert wurden.

In gleicher Weise wurde die künstliche Kälte für die längere Aufbewahrung verderblicher Nahrungsmittel: Wild, Fische, Gemüse, Früchte, Butter, Eier, Käse usw. nutzbar gemacht. Es entstanden eigene Gesellschaften für den Bau und Betrieb von Lagerhäusern in allen großen Städten. In den gewaltigsten Abmessungen wurden solche Lagerhäuser, wie auch Schlachthäuser, in Nordamerika eingerichtet, und zwar sowohl in den großen Verbrauchsmittelpunkten als auch an den wichtigsten Produktionsplätzen, deren Verbindung durch maschinell gekühlte Eisenbahnzüge vermittelt wurde. Diese Anlagen, in allen Teilen Amerikas verbreitet, beherrschen den gesamten Markt und die Lieferung aller Lebensmittel und regeln die Verteilung derselben in mustergültiger Weise. Ebenso gewaltige Dimensionen haben die Kühlanlagen in allen Fleischproduktionsplätzen Südamerikas und Australiens genommen, wo der Überschuß an Schlachtvieh für den Bedarf der europäischen Länder, besonders für England, für den Export gekühlt und gelagert und auf maschinell gekühlten Schiffen an die Verbrauchsplätze befördert wird. Nach Milliarden Kilogramm zählen die Fleischmengen, welche alljährlich und insbesondere während der Kriegsjahre ihren Weg aus den fleischreichen Gebieten nach Europa genommen haben; in diesem Sinne hat sich der erste Versuch des im hohen Alter verschiedenen französischen Kältefachmannes Tellier, welcher 1876 zum ersten Male es unternahm, mit einem kleinen gekühlten Dampfer »Frigorifique« eine Fleischsendung von Frankreich nach Amerika und zurück zu befördern, bewährt.

Die Verwendung künstlicher Kälte auf zahlreichen Gebieten der Industrie hat im Laufe der letzten Jahrzehnte eine gewaltige und vielseitige Ausdehnung gewonnen; in allen Zweigen der chemischen Industrie, in der Schokolade- und Margarinefabrikation, den Molkereien, Färbereien, Bäckereien, Zuckerfabriken usw. haben die Kühlmaschinen Eingang gefunden und sich auf allen diesen Gebieten bestens bewährt, ein Erfolg, welcher dem der bedeutendsten technischen Errungenschaft, der Einführung der Dampfmaschine in der Industrie, gleichgestellt werden muß.

Die weite Verbreitung, welche die Verwendung der Kühlmaschinen in den letzten Jahrzehnten genommen, führten naturgemäß dazu, daß Konstrukteure und Techniker sowie zahllose Maschinenfabriken sich diesem Gebiete zuwandten und in neuen Ausführungen unter Verwendung verschiedener Verfahren und Kältemedien ähnliche Apparate bauten, die in gleicher Weise in der Industrie zur Einführung gelangten; insbesondere galt dies der Anwendung der Kohlensäure als Kältemittel, die durch ihre Geruchlosigkeit besondere Vorzüge bot. Diese Maschinen wurden zunächst durch Franz W i n d h a u s e n und Dr. R a y d t anfangs der achtziger Jahre in Vorschlag gebracht und durch die Maschinenfabrik L. A. R i e d i n g e r in Augsburg sorgfältig konstruiert und technisch vollendet gebaut. Die auftretenden hohen Drucke boten besondere Schwierigkeiten, die jedoch vollständig bewältigt wurden, so daß diese Maschinen bald eine große Verbreitung fanden und von zahlreichen deutschen, englischen und amerikanischen Fabriken zur Ausführung gebracht wurden und in der Industrie rasche Einführung fanden. Ebenso wurde Schwefeldioxyd, das schon in den ersten

3

Versuchen beim Bau von Kältemaschinen anfangs der sechziger Jahre von Tellier und später von Pictet als Kältemittel verwendet wurde, bei neuen Konstruktionen von Kühlmaschinen benutzt; Pictet hatte für seine Kompressionsmaschine ein besonderes Kältemedium, die liquide Pictet verwendet, nach seiner Angabe eine chemische Verbindung von CO_2 und SO_2, welcher er besondere thermodynamische Wirkungen zuschrieb. Diese Angaben hielten jedoch nachträglichen wissenschaftlichen Prüfungen durchaus nicht stand, da die Untersuchungen von Graetz, Helmholtz, Corsepius und anderen ergaben, daß die liquide Pictet nichts anderes als durch CO_2 verunreinigte schwefelige Säure war, welche gegenüber reiner schwefeliger Säure nicht die geringsten wärmetechnischen Vorteile bietet. So fand diese mit großer Reklame angekündigte Neuerung bald ihr Ende; doch fanden auch die Schwefeligsäure-Kompressionsmaschinen in der Praxis vielfache Anwendung, da ihre thermodynamischen Eigenschaften sie besonders für die heißen Länder verwendbar erscheinen ließ und diese Maschinen von zahlreichen bewährten und leistungsfähigen Firmen, wie A. Borsig in Berlin-Tegel, Freundlick in Düsseldorf u. v. a. gebaut und vielfach verbessert wurden.

Die von Carré ursprünglich gebauten Absorptionsmaschinen wurden von deutschen Maschinenfabriken mehrfach verbessert, konnten jedoch mit Rücksicht auf ihre geringere thermodynamische Leistung den Wettbewerb mit den Kompressionsmaschinen nur unter besonders günstigen Verhältnissen bei reichlich zur Verfügung stehendem Abdampf aufnehmen.

Im Laufe der letzten Jahre haben zahlreiche Maschinenfabriken aller Länder dem Bau von Kältemaschinen ihre Tätigkeit zugewendet, und es sind besonders in den Vereinigten Staaten Riesenunternehmungen entstanden, welche auf Grund der deutschen sowie eigener Erfahrungen diese Fabrikation im großen Umfange betreiben. Um ein ungefähres Bild der Verbreitung der Kältemaschinen zu geben, sei angeführt, daß die Gesellschaft für Lindes Eismaschinen als älteste Unternehmung während der 50 Jahre ihres Bestehens allein an 10 000 Anlagen geliefert hat, davon etwa 1500 außerhalb Europas, deren Leistung auf etwa 35 Mill. kcal/h zu schätzen ist; die nächst älteste Firma auf diesem Gebiete, L. A. Riedinger A.-G. in Augsburg hat etwa 3000 Anlagen mit 105 Mill. kcal/h, die Firma A. Borsig an 900 Anlagen mit 60 Mill. cal Leistung geliefert. In gleicher Weise haben die zahlreichen deutschen Sonderfabriken, deren Einzelaufzählung zu weit führen würde, weitere Tausende von Anlagen für Deutschland und für alle europäischen Länder gebaut, und es bilden diese Spezialmaschinen einen wichtigen und gesuchten Ausfuhrartikel der deutschen Maschinenindustrie. Für Amerika können diese Zahlen auch nicht annäherungsweise geschätzt werden; die Zahl der dortigen Kühlanlagen muß nach Hunderttausenden mit einer Leistung von Milliarden Kalorien beziffert werden. Eine genaue Statistik, so interessant sie auch wäre, und welche für die europäischen Länder anläßlich der Internationalen Kältekongresse in Paris (1908), Wien (1910) und Chicago (1913) aufgestellt wurde, dürfte bei den gegenwärtig unterbrochenen Beziehungen der Staaten kaum durchführbar sein.

So hat Lindes Idee und Lebensarbeit im Laufe von 50 Jahren die ganze Kulturwelt erobert und wirtschaftliche Werte geschaffen, deren Bedeutung sich durch Zahlen nicht messen, in ihrem weiten Umfange nicht abschätzen läßt, eine Großtat deutschen Geistes und deutscher Arbeit.

Die Geschichte der deutschen Kältetechnik würde jedoch unvollständig erscheinen, wenn nicht noch eines besonderen Zweiges derselben gedacht würde, welcher gleichfalls den letzten Arbeiten Professor von Lindes seine Anregung und Ausbildung verdankt. Im Jahre 1890 trat Professor von Linde nach zehnjähriger erfolgreicher Tätigkeit von der Leitung der von ihm gegründeten Gesellschaft zurück, um sich wieder wissenschaftlichen und experimentellen Forschungen zuzuwenden. Seine Studien und Versuche galten fortab dem Gebiete der Gasverflüssigung, mit welchem die größten Physiker, wie Cailletet-Paris, Dewar-London, Olszewsky-Krakau, und besonders erfolgreich Professor Kamerlingh-Onnes in Leyden seit Jahrzehnten sich beschäftigten, welche Forscher jedoch diese Verflüssigung von Gasen, besonders der seltenen Edelgase, nur in kleinen Mengen zu wissenschaftlichen Zwecken ohne Rücksicht auf deren Verwertung in technischer oder industrieller Richtung als Arbeitsgebiet wählten. Linde wendete sich dieser letzten Seite des Problems zu, und es gelang ihm 1894 durch eine geistreiche Ausnutzung des von Thomson und Joule entdeckten, an sich sehr geringen Abkühlung der Temperaturerniedrigung beim Abdrosseln hochgespannter Luft ein technisch brauchbares Verfahren zu entwickeln. Dieses Verfahren ließ sich auch im großen Maßstabe anwenden, so daß heute unter Aufwendung verhältnismäßig geringer Kraftleistung flüssige Luft in beliebigen Mengen billig hergestellt werden konnte. Ihre Anwendung war anfänglich nur eine beschränkte, für Laboratoriumsarbeiten und Sprengungen. Das neue Verfahren erhielt jedoch größere wirtschaftliche Bedeutung durch die Verbindung mit der fraktionierten Destillation der flüssigen Luft, durch welche es auf einfachem Wege gelang, technisch reinen Sauerstoff und Stickstoff fabriksmäßig zu erzeugen, welche Gase vielfache industrielle Anwendung fanden und bald in zahlreichen Anlagen fabriksmäßig erzeugt wurden. Besonders bedeutungsvoll wurde die Herstellung von reinem Stickstoff aus der verflüssigten Luft, welcher zur synthetischen Erzeugung von Ammoniak und Kalkstickstoff verwendet wurde und der Stickstoffindustrie neue Wege wies. Diese waren besonders während der Kriegszeit von großer Wichtigkeit, da sie allein die Beschaffung von Spreng- und Düngemitteln trotz der durchgeführten Absperrung Deutschlands von seinen Bezugsquellen ermöglichten.

So hat auch diese letzte erfolgreiche Arbeit Professor von Lindes auch auf einem neuen Gebiete bahnbrechend gewirkt; viele Hunderte Anlagen zur Erzeugung von verflüssigten und komprimierten Gasen nach diesem Verfahren sind in allen Weltteilen zur Aufstellung gelangt und haben zum Ruhme des genialen Erfinders beigetragen. Doch trotz seiner vollendeten 80 Jahre ruht dieser große Geist nicht; in seinem Tuskulum des Alters sowie in den von ihm für Forschungszwecke gegründeten Versuchsanlagen in der Nähe von München werden immer neue Pläne entworfen, neue Ideen verfolgt oder verbessert. Wir aber stehen bewundernd vor diesem Manne, dem die deutsche Technik so viel zu danken hat, der den Ruf der deutschen Industrie über Länder und Meere verbreitet hat; wir beugen uns in Verehrung vor seinem Genius und seiner unvergleichlichen Schaffenskraft, wir huldigen heute dem Schöpfer der Kältetechnik mit dem Wunsche:

ad multos annos.

Grundlagen und Methoden für die Berechnung der Leistungstabellen für die Kompressionskältemaschinen[1].

Von E. Altenkirch, Alt-Landsberg-Süd.

Für die vom Deutschen Kälteverein herausgegebenen »Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen« waren auf Grund der neueren Dampftabellen auch die Leistungstabellen für Ammoniak, schweflige Säure und Kohlensäure neu zu berechnen, bezogen auf den praktischen Vergleichsprozeß, der Regulierventil, Unterkühlung und adiabatische Kompression der trocken angesaugten Sattdämpfe voraussetzt[2]). Diese Aufgabe erscheint so einfach, daß es überflüssig erscheinen könnte, über das in den »Regeln« hierzu Gesagte hinaus noch ein Wort zu verlieren. Doch ergeben sich einige bemerkenswerte Nebenergebnisse, die die folgenden Ausführungen rechtfertigen mögen.

Die theoretische Kälteleistung in kcal je kg Arbeitsflüssigkeit ist nach den zugrunde gelegten Voraussetzungen gegeben durch die Differenz der Wärmeinhalte des bei der Verdampfungstemperatur t^0 den Verdampfer trocken gesättigt verlassenden Dampfes und der in den Verdampfer durch das Regulierventil mit der Unterkühlungstemperatur t_u eintretenden Flüssigkeit. Teilt man diese Differenz durch den Rauminhalt des Dampfes in m³ je kg, so erhält man die theoretische Kälteleistung in kcal je m³

$$q_{0\,\mathrm{th}} = \frac{i_0'' - i_u'}{v_0''}$$

i_0'' und v_0'' kann in allen Fällen den Dampftabellen entnommen werden. Für i_u' ist dies nur bei NH_3 und SO_2 zulässig. Bei der Kohlensäure dagegen ist die Abhängigkeit des Wärmeinhalts der unterkühlten Flüssigkeit vom Druck zu groß, als daß sie vernachlässigt werden dürfte. Namentlich bei hohen Temperaturen und Drucken vor dem Regulierventil sind die Unterschiede zwischen dem Wärmeinhalt der unterkühlten Flüssigkeit bei höherem Druck und geringerem Druck trotz gleicher Temperatur beträchtlich. Oberhalb des kritischen Zustandes verliert der Begriff des Wärmeinhaltes der Flüssigkeit überhaupt seinen Sinn. Bei Kohlensäure ist also die Dampftabelle zur Berechnung nicht ausreichend, und man wird das Wärmeinhalt-Entropie-Diagramm als Grundlage für die Ermittlung der theoretischen Kälteleistung heranziehen. Über die Art seiner Benutzung ist in der Arbeit von Langen[1]) alles Nötige gesagt. Es erübrigt sich daher, hier darauf einzugehen.

Es wäre recht mühevoll, wollte man alle in den Zahlentafeln enthaltenen Werte direkt berechnen. Namentlich bei der Kohlensäure müßte man die Ausgangswerte selbst erst durch Interpolation aus dem Entropiediagramm ermitteln.

Einfacher und dabei nicht weniger genau ist es, sich auf die unmittelbare Berechnung einer verhältnismäßig kleinen Zahl von Werten zu beschränken, diese durch Differenzenbildung oder graphisch auszugleichen und die Zwischenwerte durch Interpolation zu ermitteln. Die geeigneten Interpolationsmethoden sollen hier etwas eingehender behandelt werden.

Man findet zuweilen den Fehler, daß selbst bei Rechnungen, die eine große Genauigkeit erfordern, z. B. bei dem Vergleich von NH_3 und SO_2, Druck und Volumen durch eine einfache lineare Interpolation zwischen verhältnismäßig weit auseinanderliegenden Temperaturen ermittelt werden. Dabei wird dann noch teils nach oben, teils nach unten abgerundet. Die Ergebnisse solcher Rechnungen sind unbrauchbar.

Kommt es auf Genauigkeit an, so darf linear nur dort interpoliert werden, wo der Verlauf der Werte ein annähernd linearer ist, wo also die Differenzen der gegebenen Werte nur wenig von den Differenzen der Nachbarwerte verschieden sind. Ist dies nicht der Fall, so muß ein anderes Interpolationsverfahren angewandt werden.

In einigen besonderen Fällen, wo der Verlauf der Werte durch einfache Funktionen angenähert wiedergegeben werden kann, lassen sich besondere Interpolationsformeln entwickeln. Z. B. läßt sich die Dampfdruckkurve in erster Annäherung durch die Gleichung

$$\log p = a - \frac{b}{T}$$

wiedergeben. Diese Gleichung ist in bezug auf $\log p$ und $1/T$ linear, läßt also eine lineare Interpolation zu. Soll z. B. zwischen p_0 und p_1 interpoliert werden, so erhält man

[1]) Vorgetragen bei der Hauptversammlung des D. K.-V. München, den 17. Juli 1922.

[2]) Die ersten Leistungstabellen hat Münster, Z. f. d. ges. Kälte-Ind. 8, 111, 1901, veröffentlicht. Vgl. Göttsche, Die Kältemaschinen, V. Hamburg, 1912—1915.

[1]) Z. f. d. ges. Kälte-Industrie, 28, 2, 21.

$$\frac{\log p - \log p_0}{\log p_1 - \log p_0} = \frac{\left(a - \frac{b}{T}\right) - \left(a - \frac{b}{T_0}\right)}{\left(a - \frac{b}{T_1}\right) - \left(a - \frac{b}{T_0}\right)} = \frac{T - T_0}{T_1 - T_0} \cdot \frac{T_1}{T}$$

oder

$$\log p = \log p_0 + \frac{T - T_0}{T_1 - T_0} \cdot \frac{T_1}{T} (\log p_1 - \log p_0).$$

Diese vollständige logarithmische Interpolation ist, abgesehen von dem Faktor $\frac{T_1}{T}$, recht bequem. Bei einer Interpolation zwischen engen Grenzen begeht man nur einen kleinen, leicht abzuschätzenden Fehler, wenn man diesen Faktor gleich 1 setzt. Dann ist

$$\log p = \log p_0 + \frac{T - T_0}{T_1 - T_0} (\log p_1 - \log p_0)$$

d. h. man erhält eine einfache lineare Interpolation mit Bezug auf die Logarithmen des Druckes.

Ein Zahlenbeispiel möge den Unterschied dieser Interpolationsformeln beleuchten. Es soll für Ammoniak der Dampfdruck für $t = -8^0$ aus dem von $t_1 = -5^0$ und $t_0 = -10^0$ berechnet werden. Dann ist

$$\frac{T - T_0}{T_1 - T_0} = \frac{t - t_0}{t_1 - t_0} = \frac{2}{5} = 0{,}4.$$

Interpolation linear:

$$p_{-5} = 3{,}619$$
$$p_{-10} = 2{,}966$$
$$p_{-5} - p_{-10} = 0{,}653$$
$$\frac{t - t_0}{t_1 - t_0} \cdot (p_{-5} - p_{-10}) = 0{,}261$$
$$p = 3{,}227$$

abgekürzt logarithmisch:

$$\log p_{-5} = 0{,}55859$$
$$\log p_{-10} = 0{,}47217$$
$$\log p_{-5} - \log p_{-10} = 0{,}08642$$
$$\frac{t - t_0}{t_1 - t_0} \log \frac{p_{-5}}{p_{-10}} = 0{,}03475$$
$$\log p = 0{,}50674$$
$$p = 3{,}212$$

vollständig logarithmisch:

$$\frac{T_1}{T} = \frac{268}{265} = 1{,}011$$
$$\frac{t - t_0}{t_1 - t_0} \cdot \frac{T_1}{T} \log \frac{p_{-5}}{p_{-10}} = 0{,}03495$$
$$\log p = 0{,}50712$$
$$p = 3{,}215$$

Der Interpolationsfehler läßt also das Resultat bei der linearen Interpolation um

$$\frac{3{,}227 - 3{,}215}{3{,}215} = \frac{0{,}012}{3{,}215} = 4 \text{ vT}$$

zu groß erscheinen, bei der abgekürzt logarithmischen um

$$\frac{3{,}215 - 3{,}212}{3{,}215} = \frac{0{,}003}{3{,}215} = 1 \text{ vT}$$

zu klein, gegenüber der vollständigen logarithmischen Interpolation. Bei kleineren Interpolationsgrenzen ist der Unterschied natürlich geringer. Zwischen einem Intervall von 1^0 kann unbedenklich linear interpoliert werden, vorausgesetzt, daß man vom kritischen Punkt weit genug entfernt bleibt.

Wie leistungsfähig diese vollständige logarithmische Interpolationsformel für die Dampfdruckkurve ist, sieht man an folgendem Beispiel: Sucht man aus dem Dampfdruck bei -50^0 und bei 50^0 den Dampfdruck bei 0^0 zu interpolieren, so beträgt der Fehler trotz der großen Interpolationsgrenzen nur etwa 4 vH gegenüber 140 vH bei linearer Interpolation. Es wird daher mit dieser Formel auch eine Extrapolation in mäßigen Grenzen statthaft sein, wobei man aber zweckmäßigerweise nicht von einem großen Bereich, sondern von einem engen Bereich in der Nähe der beabsichtigten Extrapolation auszugehen hat. Die Interpolation bleibt auch in der Nähe des kritischen Punktes und für andere Flüssigkeiten brauchbar.

Ist solche Näherungsformel nicht bekannt, so lassen sich noch allgemeinere Interpolationsformeln entwickeln. Hiervon sei eine erwähnt, weil sie eine praktisch sehr bequeme und dabei genaue Interpolation für das halbe Intervall vermittelt. Setzt man voraus, daß die Differenzen der Zwischenwerte angenähert eine geometrische Reihe bilden, so findet man bei einer Unterteilung in n Intervalle für den $s$ten Zwischenwert folgenden Ausdruck, wenn a, b, c und d vier aufeinanderfolgende Werte sind, während in dem Intervall zwischen b und c interpoliert werden soll:

$$b_s = b + (c - b) \frac{\left(\sqrt{\frac{d - c}{b - a}}\right)^{\frac{s}{n}} - 1}{\sqrt{\frac{d - c}{b - a}} - 1}$$

Die Ableitung dieser Formel ist einfach. Man findet aus der Division der Summe der Differenzen des zweiten Intervalls durch die Summe der Differenzen des ersten Intervalls für den Quotienten der geometrischen Reihe $\left(\frac{c - b}{b - a}\right)^{\frac{1}{n}}$ und ebenso aus der Division der Summe der Differenzen des dritten Intervalls durch die Summe der Differenzen des zweiten Intervalls $\left(\frac{d - c}{c - b}\right)^{\frac{1}{n}}$ und kann daher als geometrischen Mittelwert $\left(\sqrt{\frac{d - c}{b - a}}\right)^{\frac{1}{n}}$ für das zu interpolierende Intervall annehmen. Hieraus folgt dann unmittelbar die obige Formel. Berechnet man nach dieser Formel das obige Beispiel, so erhält man genau denselben Mittelwert, wie vorhin mit der vollständigen logarithmischen Interpolationsformel.

Für den praktischen Gebrauch ist diese Formel etwas unbequem, sie läßt jedoch für den Fall der einfachen Unterteilung in zwei Intervalle eine erhebliche Vereinfachung zu. Es ist dann nämlich $n=2$ und $s=1$. Die Gleichung geht dann über in:

$$b_s = b + (c - b) \frac{1}{\left(\frac{d - c}{b - a}\right)^{\frac{1}{4}} + 1}$$

Da der Quotient $\frac{d-c}{b-a}$ wenig von 1 verschieden ist, so läßt sich dafür schreiben

$$b_s = b + (c-b)\frac{1}{1+\frac{1}{4}\frac{(d-c)-(b-a)}{b-a}+1} =$$

$$= b + \frac{c-b}{2}\left(1 - \frac{1}{8}\,\frac{(d-c)-(b-a)}{b-a}\right)$$

oder schließlich

$$b_s = \frac{b+c}{2} - \frac{1}{16}\left[(d-c)-(b-a)\right]$$

unter Berücksichtigung des Umstandes, daß auch $\frac{c-b}{b-a}$ nicht erheblich von 1 verschieden ist. Man hat also vom arithmetrischen Mittel lediglich den sechzehnten Teil des Unterschiedes der Differenzen des folgenden und des voraufgehenden Intervalls der ansteigenden Reihe abzuziehen.

Um die erstaunliche Leistungsfähigkeit dieser einfachen Interpolationsformel zu zeigen, bei der sich die Vernachlässigungen zum Teil noch gegenseitig kompensieren, sei als Zahlenbeispiel der Dampfdruck von 0° aus dem von + 30°, + 10°, —10° und —30° interpoliert.

Interpolation

t	p	Diff.	Interp.
+ 30°	11,895		
		5,624	
+ 10°	6,271		
			9,237
— 10°	2,966		
		1,747	4,6185
— 30°	1,219		
		3,877 : 16	— 0,2423
0°			p_0 = 4,3762

gegenüber 4,379 in der Zahlentafel.

Man erhält also bei dieser Interpolation über ein Intervall von 20° einen Interpolationsfehler von noch nicht 1 pro Mille.

Von dieser Interpolationsformel wurde bei der Ermittlung der Zwischenwerte der Leistungstabellen ausgiebig Gebrauch gemacht.

In schwierigen Fällen, namentlich bei der Kohlensäure in der Nähe des kritischen Zustandes, versagt jedoch jede einfache Interpolationsformel, und es bleibt praktisch brauchbar allein die Methode der graphischen Interpolation. Diese Methode ist nicht nur außerordentlich zuverlässig und genau, sondern beansprucht auch bei einiger Übung ein Minimum von Zeit. Sie fordert allerdings etwas Sorgfalt, um ihre ganze Leistungsfähigkeit herzugeben.

An zwei Beispielen soll gezeigt werden, wie zu verfahren ist, um jeden gewünschten Grad von Genauigkeit zu erreichen.

Es sei z. B. für eine Vorkühlung von 12,5° die theoretische Kälteleistung je m³ NH_3 zwischen 0° und —5° von Grad zu Grad zu interpolieren, wenn die Daten für + 10°, + 5°, 0°, —5°, —10° und —15° gegeben bzw. aus den entsprechenden Daten mit einer Vorkühlung von + 10° und + 15° durch lineare Interpolation ermittelt sind (vgl. Zahlentafel 1). Würde man $q_0 = f(t)$ ohne weiteres in einem rechtwinkligen Koordinatensystem auftragen, so wäre entweder die Koordinateneinteilung viel zu ungenau, um mit demselben Grad von Genauigkeit interpolieren zu können, den die Ausgangswerte besitzen, oder es liegen, bei vergrößerter Ordinateneinteilung, die Punkte zu weit auseinander, um mit irgendeiner Sicherheit die dazwischenliegenden Punkte entnehmen zu können. Es ist aber schon rein technisch ausgeschlossen, eine solche Ordinateneinteilung zu wählen, denn wenn die erste Kommastelle durch einen Millimeter wiedergegeben werden soll, so würde man eine Höhe des Millimeterpapiers von nicht weniger als 9 m brauchen.

Es bedarf also eines Kunstgriffs, um die Punkte trotz einer für die gewünschte Genauigkeit ausreichenden Koordinateneinteilung ganz dicht zusammenzubringen, so daß sie einerseits auf ein handliches Blatt gehen und anderseits so dicht zusammenliegen, daß sie sich zu einer brauchbaren Kurve ordnen, aus der die Zwischenwerte mit der geforderten Genauigkeit abgelesen werden können.

Dieser Kunstgriff ist sehr einfach und findet z. B. auch bei Wärmeinhalt-Entropiediagrammen Anwendung: man wendet schiefwinklige Koordinaten an.

Bei dem stets wechselnden Koordinatenwinkel, der bei den im vorliegenden Fall verfolgten Zwecken erforderlich ist, ist es aber unmöglich, sich entsprechende Papiere zu beschaffen oder herzustellen. Dies ist indessen auch gar nicht nötig. Man kann nämlich jedes gewöhnliche orthogonale Millimeterpapier dazu verwenden, man muß nur j e d e O r d i n a t e m i t e i n e r b e s o n d e r e n S k a l e n e i n t e i l u n g versehen, die von dem gewünschten Koordinatenwinkel abhängt.

Da dieser Gedanke sich nicht nur bei der Interpolation, sondern auch weiterhin für den graphischen Ausgleich und zu Vergleichszwecken als recht fruchtbar erwiesen hat, soll das Verfahren zunächst an einem recht einfachen Beispiel eingehend erläutert werden.

I. Flüssigkeitswärme von NH_3.

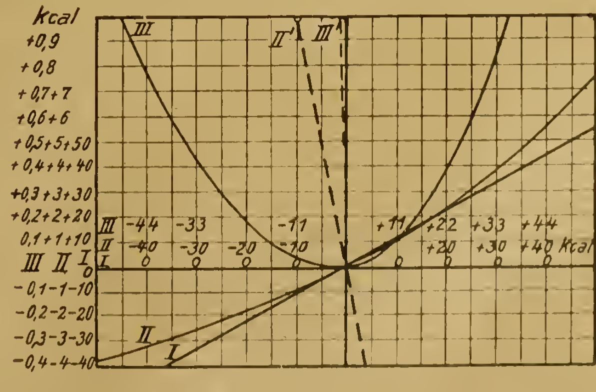


Abb. 81.

Angenommen, es soll eine Kurve untersucht werden, die von vornherein nahezu linear ist. Eine solche Funktion ist der Wärmeinhalt der Flüssigkeit. Diagramm I

zeigt die Flüssigkeitswärme von NH_3. Diese ist in Kurve *I* in der üblichen Weise aufgetragen. Der Verlauf ist von einer geraden Linie kaum zu unterscheiden.

II. Differenzen der theoretischen Kälteleistung (NH_3).

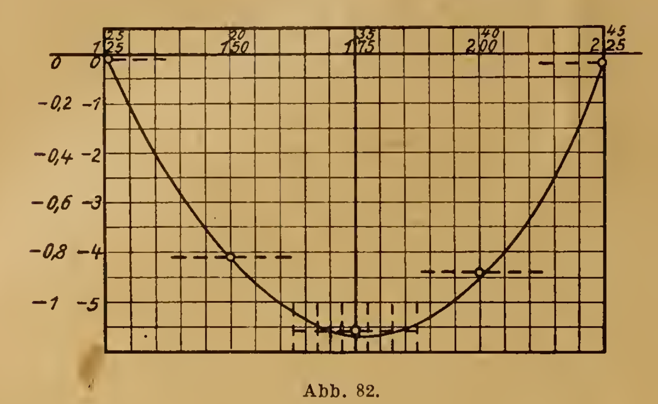


Abb. 82.

Die Ordinateneinteilung soll nun für die Kurve *II* zehnfach vergrößert werden. Die Kurve würde dann sehr steil verlaufen und größtenteils außerhalb des Blattes liegen, wenn nicht die horizontale Abszissenachse verlassen und schiefwinklige Koordinaten angewandt würden. Diese Achse braucht nicht gezeichnet zu werden, sie ist durch *II'* angedeutet. Die Ordinatenachse ist in der Richtung unverändert geblieben. Die neue Bedeutung der zehnfach vergrößerten Skala steht am Rande. Um die vergrößerte Einheit der Abszissenachse kümmert man sich nicht, sondern behält die Projektion dieser Einheit auf die frühere horizontale Abszissenachse als Ausgangspunkt bei und schreibt an diese Punkte die auf sie entfallende neue Ordinateneinteilung hin. Man sieht bei dieser zehnfachen Vergrößerung bereits deutlich die Krümmung.

Bei dieser Einteilung bedeutet aber die zweite Kommastelle noch immer erst 0,1 mm. Die Genauigkeit ist also noch zu steigern.

Kurve *III* zeigt dieselbe Kurve in hundertfacher Vergrößerung. Die verhundertfachte Skalenbedeutung steht unter *III* am Rande. Die neuen Ausgangspunkte für die Ordinatenzählung stehen wieder an den Projektionspunkten der neuen imaginären Abszisseneinteilung. Die neue Abscissenachse *III'* bildet einen sehr spitzen Winkel mit der Ordinatenachse. Die Kurve hat jetzt eine starke parabolische Krümmung. Die zweiten Stellen nach dem Komma sind jetzt Millimeter, und eine genaue Interpolation ist möglich. Man sieht auch, wie weit eine lineare Interpolation zulässig ist.

Bei dem fast geradlinigen Verlauf der Kurve, die zudem nur vierstellige Zahlen umfaßt, ist es sogar möglich, die Kurve über den ganzen Bereich von —50° bis +50° mit der Genauigkeit zu zeichnen, daß die genaue Interpolation möglich ist. Bei anderen Funktionen ist dies nicht der Fall. Behandelt man z. B. jetzt das vorhin erwähnte Beispiel der Kälteleistung eines Kubikmeters Ammoniak nach dieser Methode, so stellt sich heraus, daß selbst für den ins Auge gefaßten engen Bereich eine Vergrößerung über das Zehnfache hinaus wegen der auftretenden starken Krümmung nicht möglich ist. Um dennoch eine genaue Interpolation zu erreichen, muß man noch einen Schritt weiter gehen, und zwar werden nicht die Werte selbst, sondern ihre Differenzen aufgetragen. Diese sind zwar noch vierstellig und stark verschieden, ihre aus den zweiten Differenzen (Zahlentafel 1) ersichtliche Krümmung ist aber nicht mehr so stark, so daß sie ihrerseits sehr stark vergrößert werden können, mindestens so weit, daß die letzte Stelle als Millimeter zur Geltung kommt.

Differenzen sind aber nicht Differentiale, sondern Mittelwerte einer Summe aufzusuchender kleinerer Differenzen. Sie werden daher zweckmäßigerweise nicht als Punkte, sondern als horizontale Striche zwischen den zugehörigen Temperaturen aufgetragen werden, und bei der einzuzeichnenden Kurve wird darauf Rücksicht zu nehmen sein, daß das Integral dieser Kurve mit dem Flächeninhalt der so entstehenden Rechtecke übereinstimmt, um denselben Mittelwert der Differenz zu sichern.

Die Ordinatenverschiebung wird, wie aus den zweiten Differenzen hervorgeht, zwischen je zwei Ausgangspunkten am zweckmäßigsten 25 betragen, womit auch die Unterteilung in fünf Intervalle leicht durchführbar ist.

Zahlentafel 1.
Zur graphischen Interpolation der theoretischen Kälteleistung.

t	*q*	1. Diff.	2. Diff.	Interpolation
+ 10°	1422,9 kcal			833,10
		224,8		31,94
+ 5°	1198,1 »		29,2	865,04
		195,6		32,88
0°	1002,5 »		26,2	897,92
		169,4		33,86
— 5°	833,1 »		23,5	931,78
		145,9		34,85
— 10°	687,2 »		21,0	966,63
		124,9		35,88
— 15°	562,3 »			1002,51

In Diagramm II sind diese 1. Differenzen wie angegeben eingetragen, und die zugehörige Kurve ist unter Berücksichtigung der angegebenen Gesichtspunkte ausgezogen.

Für die Interpolation in fünf Intervalle ist nun zu beachten, daß die Zwischendifferenzen ungefähr nur den fünften Teil so groß sind wie die ursprünglichen Differenzen. Dies würde sich bei ungeänderter Ordinateneinteilung durch die entsprechende Verkürzung der Abszissenabschnitte geltend machen. Um aber unnötige Multiplikationen zu vermeiden, ist es bequemer, die Einheit der Abszissenabschnitte für die Ablesung als unverändert anzusehen und dafür die Skaleneinteilung der Ordinate entsprechend zu verschärfen. Es wird also an der Abszissenachse eine besondere Interpolationsskala angeschrieben als Ausgangspunkt der Zählung für jede Ordinate. In unserem Fall ist bei einer Interpolation in fünf Intervalle der 5. Teil der früher

angeschriebenen Zahlen sowohl als Ausgangswert an der Abszisse wie als Ordinateneinteilung anzuschreiben. Die Genauigkeit der Ablesung ist nunmehr sogar noch fünfmal so groß. Man kann bequem noch eine Stelle mehr ablesen, als für die Genauigkeit der Interpolation an sich erforderlich ist. Diese Ablesung muß aber, was stets zu beachten ist, in der Mitte der Teilintervalle erfolgen.

Aus den abgelesenen Zwischendifferenzen baut man nun die zu ermittelnden Werte auf. (Letzte Spalte der Zahlentafel 1.) Der Fehler ist vollkommen verschwindend.

Man kann aus der gezeichneten Kurve natürlich auch die anderen Intervalle interpolieren. Die Genauigkeit ist aber natürlich da am größten, wo durch die Wahl des Koordinatenwinkels dafür gesorgt ist, daß die Punkte der Kurve möglichst nahe beieinander liegen, wo also die Kurve ein Maximum oder ein Minimum oder einen ungefähr horizontalen Wendepunkt hat. Dies kann man fast immer erreichen, nur in ganz hartnäckigen Fällen bleibt die meist weit mühsamere Funktionsskala unvermeidlich.

Bei einer Interpolation in nur zwei Intervalle sind die Ordinaten-Ausgangspunkte auf der Abszissenachse und die Ordinateneinteilung selbst natürlich nur zu halbieren. Sonst ist das Interpolationsverfahren unverändert.

Dieses ganze so außerordentlich genaue graphische Interpolationsverfahren dauert bei einiger Übung nicht so lange, wie die seine Erklärung. Natürlich wird man auch dann noch nicht alle Werte graphisch interpolieren, sondern sich stets überlegen, welche Werte genau interpoliert werden müssen und welche dann auf Grund dieser Interpolation linear oder nach der früher entwickelten Formel interpoliert werden können.

Eine weitere Vereinfachung des Rechenverfahrens bzw. eine leichtere Interpolationsmöglichkeit kann man erreichen, wenn es gelingt, von einer Zahlenreihe, die nur durch eine verhältnismäßig verwickelte Zahlenrechnung gewonnen werden kann, einen einfachen, rein mathematischen Faktor abzutrennen, so daß die dann übrigbleibende Zahlenreihe nahezu geradlinig verläuft und wieder linear interpoliert werden kann. Es genügt dann die ausführliche und genaue Berechnung einiger weniger Punkte, alles andere ist lineare Interpolation und Multiplikation der interpolierten Werte mit dem entsprechenden Faktor.

Dieser Fall liegt vor bei der Berechnung der theorethischen Kälteleistung für die indizierte Pferdekraftstunde, der kcal/PSh. Berechnet man nach der Formel

$$K_{\mathrm{th}} = 632 \cdot \frac{i_0'' - i_u'}{\frac{1}{J} A_i} = 27 \frac{i_0'' - i_u'}{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \cdot p_0\, v_0'' \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right]}$$

mit $\varkappa = \frac{4}{3}$ für Ammoniak, K_{th} für einige bestimmte Verdampfertemperaturen und Kondensatortemperaturen, und zwar ohne Unterkühlung, so erhält man folgende Tafel:

Zahlentafel 2.
Der Wirkungsgrad des praktischen Vergleichsprozesses gegen den Carnotschen Vergleichsprozeß für NH_3.

Verd.:	Kond.: 0°	+ 10°	+ 20°	+ 30°	+ 40°	+ 50°
0°	∞	16473	7880	5019	3592	2735
	∞	17269	8634	5756	4317	3454
	[0,9946]	0,9539	0,9126	0,8720	0,8319	0,7919
— 10°	15879	7602	4845	3469	2646	2097
	16636	8318	5545	4159	3327	2773
	0,9545	0,9139	0,8737	0,8341	0,7951	0,7563
— 20°	7304	4655	3335	2545	2019	1644
	8002	5335	4001	3201	2667	2287
	0,9128	0,8726	0,8335	0,7951	0,7571	0,7192
— 30°	4456	3190	2436	1934	1576	1308
	5124	3843	3074	2562	2196	1921
	0,8696	0,8301	0,7922	0,7547	0,7177	0,6808
— 40°	3039	2318	1840	1501	1247	1050
	3685	2948	2457	2106	1842	1638
	0,8247	0,7862	0,7490	0,7126	0,6768	0,6412
— 50°	2197	1743	1421	1181	996	848
	2821	2351	2015	1764	1567	1411
	0,7786	0,7412	0,7050	0,6699	0,6352	0,6010

Die erste der in jedem Felde stehenden drei Zahlen ist die nach der obigen Formel berechnete theoretische Kälteleistung pro PSh für den praktischen Vergleichsprozeß. Darunter steht die theoretische Kälteleistung pro PSh für den Carnotprozeß, also

$$K_{\mathrm{th}} = 632 \frac{T_0}{T - T_0}.$$

Beide Werte sind ziemlich gleichlaufend. Dividiert man nun die Kälteleistung pro PSh für den praktischen Vergleichsprozeß durch die Kälteleistung des Carnotprozesses, so erhält man den W i r k u n g s g r a d des praktischen Vergleichsprozesses gegen den Carnotschen Idealprozeß.

$$\eta_{pc} = \frac{K_{\mathrm{th}\,p}}{K_{\mathrm{th}\,c}}.$$

Diese Werte sind die an dritter Stelle stehenden Zahlen. Sie unterscheiden sich naturgemäß erheblich weniger voneinander als die theoretischen spezifischen Kälteleistungen in sich.

III. Wirkungsgrad η_{pc} für NH_3.

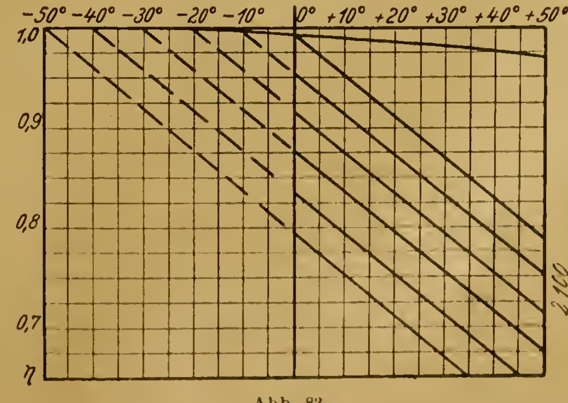


Abb. 83.

Um einen Überblick über den Verlauf des Wirkungsgrades η_{pc} zu haben, sind diese Werte in Diagramm III

und IV aufgetragen, und zwar in III mit der Verdampfungstemperatur als variablem Parameter bei variabler Kondensatortemperatur und in IV mit der Kondensatortemperatur als variablem Parameter bei variabler Verdampfertemperatur.

IV. Wirkungsgrad η_{pc} für NH_3.

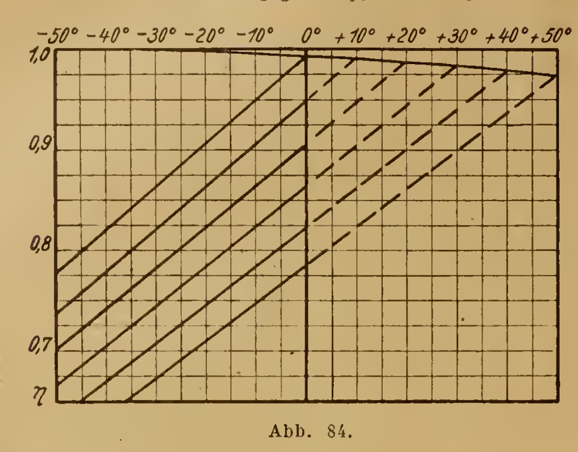


Abb. 84.

Mit einiger Überraschung sieht man, daß der Wirkungsgrad η_{pc} nahezu eine lineare Funktion der Temperaturdifferenz ist. Aus wenigen genau berechneten Ausgangswerten lassen sich daher durch eine bequeme Interpolation alle anderen Wirkungsgrade berechnen.

Man wird den Wirkungsgrad angenähert in der Form

$$\eta_{pc} = a - b\,(t - t_0)$$

schreiben können, wobei a nahe 1 und b für Ammoniak fast 0,004 ist. Demnach wird für den praktischen Vergleichsprozeß

$$K_{\mathrm{th}\,p} = 632\,\frac{T_0}{T - T_0}\,[1 - 0{,}004\,(t - t_0)],$$

wobei t_0 die Temperatur des Verdampfers und t die des Kondensators bedeutet. Ja, die Gleichung bleibt auch noch annähernd richtig, wenn t die Temperatur der Unterkühlung bedeutet. Nur in extremen Fällen weicht das nach der genauen Formel berechnete Ergebnis um mehr als 1 vH von dem nach dieser einfachen Näherungsgleichung berechneten Ergebnis ab.

Die Gleichung ist natürlich nur als erste Annäherung aufzufassen. Weder ist a genau gleich 1, noch überhaupt konstant. Die einfache Form der Näherungsgleichung reizt aber dazu, der Sache näher auf den Grund zu gehen.

Zunächst sei untersucht, wieweit die Geradlinigkeit Stich hält, wenn das vorhin entwickelte Verfahren angewandt wird, den genaueren Verlauf der Kurven durch Vergrößerung festzustellen. Hier handelt es sich allerdings nicht um eine einfache Linie, sondern um eine Kurvenschar. Man wird daher nicht nur jeder Ordinate einen besonderen Ausgangspunkt geben müssen sondern viele, nämlich für jede Kurve einen anderen. Die auf der Abszissenachse liegende Ausgangspunktreihe für die Ordinaten wird für jede Kurve horizontal gleichmäßig verschoben.

Dies Verfahren scheint etwas kompliziert, hat aber den großen Vorzug, daß dadurch die Kurven trotz der starken Vergrößerung ganz nahe zusammenfallen und infolgedessen ideal ausgeglichen werden können.

Die Diagramme V und VI geben ein vereinfachtes Beispiel dieser Darstellung. Die Vergrößerung ist zehnfach. Für die Ablesung ist die Ausgangspunktreihe so zu verschieben, daß der Anfang, die obere 1, stets über dem Anfang der Kurven liegt, die sämtlich von der für unendlich kleine Temperaturdifferenzen geltenden 0-Linie ausgehen. Im übrigen ist wie früher abzulesen.

V. Wirkungsgrad $\eta_{pc} = f\,(t)_{t_0}$ für NH_3.

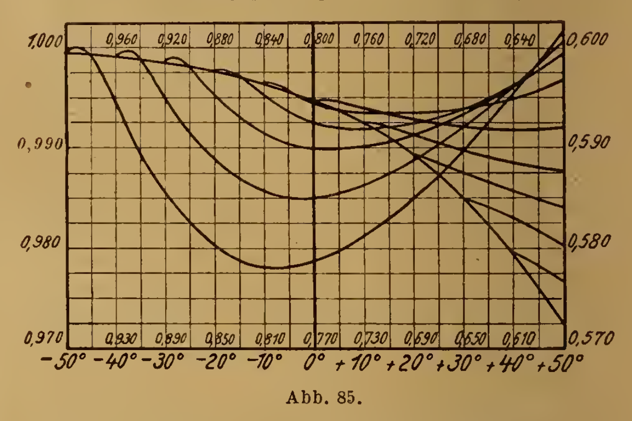


Abb. 85.

Es ist ersichtlich, daß die Geradlinigkeit recht weitgehend gilt. Nur bei praktisch überhaupt nicht vorkommenden Temperaturdifferenzen kommen Abweichungen von einigen Prozenten vor. Hierzu muß aber bemerkt werden, daß leider die Voraussetzungen der Rechnungen nicht ausreichen, sei es, um diese Abweichungen von der Geradlinigkeit sicherzustellen, sei es, um die Geradlinigkeit wahrscheinlicher zu machen. Die Annahme eines konstanten $\varkappa = \frac{4}{3}$ ist wohl nicht ganz genau[1]). Erst wenn Entropiediagramme von ausreichender Genauigkeit im Überhitzungsgebiet auf der Grundlage der neuen Dampftabellen und Messungen vorliegen, kann der genaue Verlauf der Kurven dieses Wirkungsgrades ermittelt werden.

VI. Wirkungsgrad $\eta_{pc} = f\,(t_0)_t$ für NH_3.

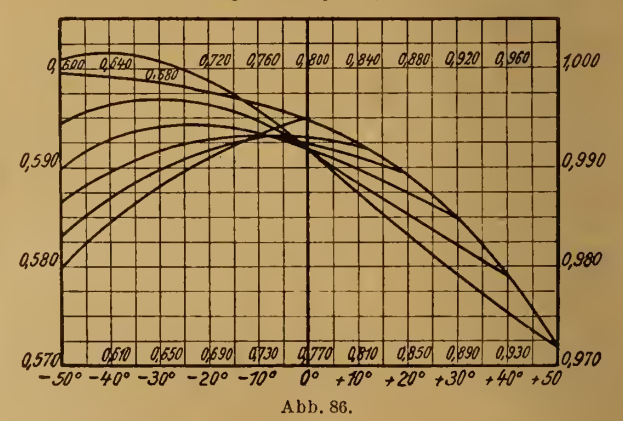


Abb. 86.

Einstweilen konzentriert sich daher das Interesse auf das Verhalten dieses Wirkungsgrades in unmittelbarer Nähe der Sättigungskurve, wo es sich unabhängig von $\varkappa$ ermitteln läßt.

[1]) Vgl. z. B. Hybl, Z. f. d. ges. Kälte-Industrie **21**, 66, 1914, wo allerdings die Veränderlichkeit von $\varkappa$ doch wohl übertrieben erscheint.

Teilt man nämlich die Leistungsziffer des praktischen Vergleichsprozesses durch die Leistungsziffer des Carnotprozesses, so erhält man

$$\eta_{pc} = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_c} = \frac{J\,(i_0'' - i')\,(T - T_0)}{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\,T_0\,P_0\,v_0''\left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right]}.$$

In diesem Ausdruck wird bei kleinen Temperaturdifferenzen $T - T_0 = dT$ und $i_0'' - i' = r$, ferner

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = \left(1 + \frac{p - p_0}{p_0}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \doteq 1 + \frac{\varkappa - 1}{\varkappa}\,\frac{d\,p}{p_0}$$

und folglich

$$\eta_{pc0} = \frac{J\,r\,d\,T}{T\,v''\,d\,P}.$$

Diese Gleichung kann man auch in der Form schreiben

$$\frac{v''\,d\,P}{J} = \frac{1}{\eta}\,r\,\frac{d\,T}{T}.$$

Anderseits ist der Verlust durch das Regulierventil bei geringer Druckdifferenz

$$\frac{v'\,d\,P}{J}.$$

Würde man diese verlorengehende Arbeit durch eine Arbeitspumpe wiedergewinnen, so wäre der Arbeitsaufwand insgesamt nur noch

$$\frac{(v'' - v')\,d\,P}{J}.$$

Dies ist aber nach der Gleichung von Clapeyron nichts anderes als

$$\frac{r\,d\,T}{T}.$$

Obwohl also der Verlust durch das Regulierventil bei unendlich kleiner Temperaturdifferenz verschwindet, so veranlaßt er doch von vornherein auch bei sehr kleinen Temperaturdifferenzen einen merklichen Verlust, eine Abweichung von dem theoretisch vollkommenen Carnotprozeß, so daß der Wirkungsgrad des praktischen Vergleichsprozesses bei der Temperaturdifferenz 0°, wie durch Division dieser Gleichungen folgt,

$$\eta_{pc0} = \frac{v'' - v'}{v''} = 1 - \frac{v'}{v''}$$

beträgt. Diese Gleichung liefert die in den Kurvenscharen der Diagramme III—VI angedeuteten Anfangswerte für die Temperaturdifferenzen 0°. Diese Gleichung gestattet die Berechnung der theoretischen Kälteleistung pro PSh für den praktischen Vergleichsprozeß für verschwindende Temperaturdifferenzen auf sechs Stellen genau. Die entsprechenden Zahlentafelwerte sind also keine Phantasiewerte, bei denen die verständige Abrundung fehlt, sondern sie sind sachlich begründet.

Diese einfache Beziehung beantwortet gleichzeitig eine alte Streitfrage: ob Ammoniak oder schweflige Säure als Arbeitsflüssigkeit theoretisch vollkommener ist. Wertet man die Formel für eine Reihe von Temperaturen aus, so erhält man nämlich folgende Zahlentafel:

Zahlentafel 3.
Wirkungsgrad η_{pc} bei 0° Temperaturdifferenz.

	— 30°	— 20°	— 10°	0°	+ 10°	+ 20°	+ 30°
NH_3	0,9985	0,9976	0,9963	0,9946	0,9922	0,9890	0,9848
SO_2	0,9992	0,9987	0,9979	0,9969	0,9953	0,9932	0,9903
CO_2	0,9651	0,9494	0,9277	0,8959	0,8433	0,7480	0,4420

VII. Wirkungsgrad η_{pc} für CO_2.

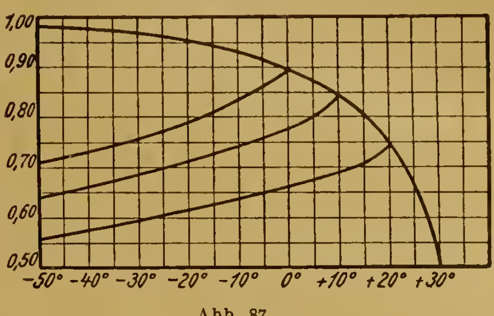


Abb. 87.

Aus der Zahlentafel ist zu ersehen, daß die schweflige Säure in dem normalen Arbeitsgebiet theoretisch um etwa 2 vT günstiger ist als Ammoniak, wenigstens bei der Temperaturdifferenz 0°. Weit größer ist der Verlust bei Kohlensäure.

Diagramm VII gibt den Verlauf der Kurven für Kohlensäure wieder, und zwar in orthogonalen Koordinaten.

Aus der obigen Gleichung läßt sich aber auch die Frage beantworten, welche Anfangsrichtung die Kurve des Wirkungsgrades von der 0-Linie an bei zunehmender Temperaturdifferenz hat. Für $T = T_0 + d\,T$ ist nämlich

$$\eta' = \frac{J\,(r_0 - d\,i')\,d\,T}{T_0\,v_0'' \cdot d\,P}.$$

Zieht man hiervon den vorhin gefundenen Ausdruck für $T = T_0$ ab, so erhält man

$$\frac{\eta' - \eta}{d\,T} = \left(\frac{d\,\eta}{d\,T}\right)_{T = T_0} = -\frac{J}{T_0\,v_0''}\cdot\frac{d\,i'}{d\,P} = -\frac{c}{r}\left(1 - \frac{v'}{v''}\right)$$

wenn c die spezifische Wärme der Flüssigkeit bedeutet. Das ergibt als Wirkungsgrad für geringe Temperaturdifferenzen die allgemeine Gleichung

$$\eta_{pc} = \left(1 - \frac{v'}{v''}\right)\left[1 - \frac{c}{r}\,(t - t_0)\right].$$

Setzt man Zahlenwerte ein, so erhält man die in den Kurven der Diagramme V—VII berücksichtigte Anfangsneigung, die allerdings etwas von der durchschnittlichen Neigung abweicht, und zwar bei Ammoniak um etwa 2 vH, doch könnte diese Abweichung möglicherweise durch die der Ableitung der Formel zugrunde liegende Voraussetzung eines konstanten $\varkappa = \frac{4}{3}$ begründet sein. Bei Kohlensäure ist die Abweichung größer. Die Zahlentafel 4 zeigt die Anfangsneigung für die drei Arbeitsflüssigkeiten. SO_2 schneidet auch hierbei wieder etwas günstiger ab als Ammoniak.

Zahlentafel 4.
Anfangsneigung der Kurve des Wirkungsgrades.

	— 30°	— 20°	— 10°	0°	+ 10°	+ 20°	+ 30°
NH_3	0,00324	0,00336	0,00344	0,00360	0,00374	0,00394	0,00415
SO_2	0,00276	0,00312	0,00331	0,00344	0,00372	0,00402	0,00414
CO_2	0,00690	0,00756	0,00830	0,00975	0,01425	0,0179	0,0420

Man könnte noch den Einfluß einer anderen Annahme über $\varkappa$ auf das Ergebnis verfolgen und mit der Berechnung von η aus dem Entropiediagramm vergleichen. Doch würde dies zu weit über den Rahmen unserer Aufgabe hinausgehen.

Im ganzen ergeben diese thermodynamischen Überlegungen eine Bestätigung des Bildes von dem Verlauf des Wirkungsgrades, wie es sich aus der Zahlenrechnung ergeben hat. Bei dieser, wie auch bei den graphischen Berechnungen hat mich Herr Berthold Koch in dankenswerter Weise unterstützt.

Zeitschriftenbericht.

Wissenschaftliche Grundlagen.

Messung des Wärmeleitvermögens von Flüssigkeiten, Isolierstoffen und Metallen. Max Jakob. Zeitschrift d. V. d. I. **66**, S. 688.

Das Wesentliche der Meßvorrichtung besteht darin, daß der Versuchsstoff je nach dem Grad seiner Leitfähigkeit in Form einer dünnen Schicht, einer dickeren Platte oder eines hohlen Zylinders von oben durch einen elektrischen Heizkörper erwärmt und von unten durch eine Flüssigkeit gekühlt wird. Die Wärmeverluste nach außen werden durch Überstülpen eines Vakuum-Mantelgefäßes sehr verringert sowie der Messung und Berechnung zugänglich gemacht. Beschreibung der Anordnung für flüssige und feste Körper: Für Wasser wurde gefunden: $\lambda = 0{,}477\ (1 + 0{,}00298_4\ t)$ in kcal/m, h, °C, für Toluol bei + 20° C $\lambda = 0{,}1595$. Für Erzielung tiefer Temperaturen (bis — 80° C) wurde flüssige Luft benutzt. Für Aluminium wurde gefunden bei 29 °C $\lambda = 166{,}7$, bei 74 °C $\lambda = 175{,}5$, für 30 prozentigen Nickelstahl (geschmiedet und bearbeitet), bei 20° $\lambda = 10{,}49$, bei 71,5° $\lambda = 11{,}225$. Nickelstahl zeigt also besonders gewisse Leitfähigkeit für Wärme. K.

Untersuchungen betreffend die Wärmeleitfähigkeit von Baukonstruktionen. H. Kreüger und A. Ericksson. Ingeniörsvetenskapakademiens Handlingar Nr. 7, Stockholm 1922. Verlag Gunnar Tisells Tesniska Forlag. Preis 4 Kr.

Die Verfasser haben im Auftrage der Akademie der Ingenieur-Wissenschaften Versuche angestellt, um den Wärmeschutz von Wänden verschiedener Bauart zu messen. Zu diesem Zwecke wurde in einen größeren heizbaren Raum ein kleiner eingebaut, unter dessen hochgelegener Decke ein Kühlrohrsystem angebracht wurde. Die Temperatur im Kühlraum konnte auf etwa — 16, die im Heizraum auf etwa 20° C gebracht werden. In dreien der Zwischenwände sind herausnehmbare Felder angeordnet, in die die zu untersuchenden Wände eingebaut werden können. Das Meßverfahren beruht darauf, daß ein Teil der zu prüfenden Wand durch einen Kasten abgedeckt wird, in dem sich elektrische Heizkörper befinden und in dem eine Temperatur hergestellt wird, die gleich der Temperatur des Heizraumes ist, ein Verfahren, das auch schon in Deutschland angewandt worden ist. Dabei findet ein Wärmeaustausch durch die Kastenwand wegen der Gleichheit der Temperaturen nicht statt, und die gesamte dem Heizkörper des Kastens zugeführte Wärme geht durch die Wand nach dem Kühlraum. Es wurde die Temperaturverteilung im Raum in vertikaler und horizontaler Richtung gemessen, und zwar mit Quecksilberthermometern. Die Temperatur der Wandoberflächen wurde ebenfalls mit Quecksilberthermometern mit flachem Quecksilberbehälter gemessen, der zur Hälfte in die Wand eingelassen und außen mit Plastilin abgedeckt war. Thermoelemente dienten zur Kontrolle. Im Heizkasten konnte durch einen Ventilator eine Luftumwälzung herbeigeführt werden, ebenso auch im Heizraum. Es wurde natürlich darauf geachtet, daß bei Vergleich verschiedener Wände stets die Bewegung der Luft die gleiche war. Es werden meist k, α_1 und α_2 berechnet und angegeben. Von den zahlreichen Meßergebnissen, die zum großen Teil mehr für die Heiz- als für die Kühltechnik von Bedeutung sind, seien einzelne hervorgehoben. Die Wärmedurchgangszahl k durch eine 10 cm starke Betonwand sinkt von 2,04 auf 1,83, wenn sie in 2 Schichten von 5 cm Stärke mit Luftzwischenraum geteilt wird. Aber es macht gar nichts aus, ob die Luftschicht 5 od. 10 cm stark ist, und auch eine 20 cm starke Luftschicht vermindert das k nur auf 1,79. Sehr bedeutend dagegen ist die Verminderung, wenn man den Zwischenraum mit Koksasche füllt. Von ganz besonderem Werte ist die Prüfung einer vertikalen aus einzelnen Ziegeln zusammengesetzten Torfwand von 10 cm Stärke bei — 18° C auf der einen und + 19° C auf der anderen Seite. Stand die Wand frei, so war $k = 3{,}4$. Wurde die Luftdurchlässigkeit durch Anlagen einer 3 mm starken Glasscheibe an die kalte Seite vermindert, so sank k auf 0,75, befand sich die Glasscheibe auf der warmen Seite, so war $k = 1{,}3$. Wurden schließlich beide Seiten der Torfwand mit Glas bedeckt, so sank k auf 0,47. Man erkennt hier sehr deutlich, welchen großen Einfluß die Luftbewegung innerhalb des porösen Isolierstoffes hat, eine Erfahrung, die ganz besonders für den Bau von Kühlwagen von Bedeutung ist. K.

Kälteverwendung.

Die Frischerhaltung von Fischen durch Gefrieren. J. Piqué. Ice and Cold Storage. **25.** August 1922, S. 171.

Die verschiedenen Arten des Einfrierens — in Eis, in Luft, in Salz — unter Benutzung der deutschen, englischen, französischen und holländischen Arbeiten werden beschrieben und kritisiert. Abbildungen von Einrichtungen nach Dahl und Ottesen. Das Einfrieren in Sole (Ottesen) ist am vorteilhaftesten.

Wirtschaftliche Nachrichten.

Am 4. Juli d. J. ist in Leipzig die **Kühltransit-Verkehrs-Aktiengesellschaft** mit einem Aktienkapital von M. 10 000 000 gegründet worden. Sie übernimmt die Bewirtschaftung des Kühlwagenparkes der Eisenbahn-Verkehrsmittel-Aktiengesellschaft in Berlin und der Kühltransit-Aktiengesellschaft in Hamburg und Leipzig. An der Gründung sind außer diesen beiden Gesellschaften die Hamburg-Amerika-Linie und das Bankhaus Kroch jr., Kommanditgesellschaft a. A. in Leipzig, beteiligt. Zweigniederlassungen werden in Berlin, Hamburg, Düsseldorf und Mannheim errichtet.

Den Aufsichtsrat bilden die Herren:
Dr. Strauß, Berlin,
Bankier Kroch, Leipzig,
Dr. Hasselmann, Hamburg,
Dipl.-Ing. Reinsheimer, Wien,
Jalass, Hamburg, und
Kommerzienrat Heinrich Podeus, Wismar.

Dem Vorstand gehören die Herren:
Geheimrat Dr. Bach, Fritz Kroch, } Direktoren der Kühltransit-Aktiengesellschaft.
Schwerin, Wessel, } Direktoren der Eisenbahn Verkehrsmittel-A.-G.
an.

Mineralöle und Fette. Bericht der Fa. Sachsenöl-Gesellschaft m. b. H. Dresden, den 18. August 1922.

Die Diplomaten der alliierten Staaten sind sich darüber klar, daß auch mit Gewalt aus Deutschland nichts herauszuholen ist. Der Hinweis der deutschen Regierung auf ihre schwierige Lage hinsichtlich ihren Verpflichtungen aus Getreidekäufen dürfte auch in Paris seinen Eindruck nicht verfehlen. Tatsächlich ist durch die rapide Entwertung der Mark das Einfuhrgeschäft Deutschlands fast lahmgelegt worden. Vorläufig weiß man allerdings noch nicht, wie sich die Dinge entwickeln werden. Es notieren im Großhandel per Kilo verzollt einschließlich Faß ab Dresden:

amerik. Maschinenöl-Raff., Visk. 2—20 b. 50 M.	58,25 b. M.	113,25
amerik. Spindelöl-Raff., Visk. 2—7 b. 20	» 56,— » »	58.—
» Heißdampf-Zylinderöl, Flp. 270—315	» 81,75 » »	100,25
Sattdampf-Zylinderöl, Flp. 220—240 . .	» 51,—	
Maschinenöl-Dest., Visk. 4—7 b. 50 . . .	» 45,— » »	48,—
Spindelöl-Dest., Visk. 3—7 b. 20	» 43,— » »	45,—
Bohröl, weißlöslich	» 53,—	
Vaselinöl, weißlich, Visk. ca. 8 b. 20 . .	» 114,—	
Putzöl, hellgelb	» 32,—	
Maschinenfett	» 70,—	
Wagenfett	» 25,—	
Fischtran, dunkelbraun	» 38,—	

Kleine Mitteilungen.

Empfehlung argentinischen Gefrierfleisches durch den Bezirksverein Schlesien. Zur Empfehlung des neueingeführten argentinischen Gefrierfleisches schreibt der Vorstand des Bezirksvereins »Schlesien« im Deutschen Fleischer-Verbande: »Die Preisforderungen für Schlachtvieh seitens der Viehhalter und Händler haben eine solche abnorme Höhe gegenüber den Friedenspreisen angenommen, daß hierdurch die schwersten Schädigungen der Volkswirtschaft und letzten Endes der Volksgesundheit mit Sicherheit zu erwarten sind. Der beste Beweis hierfür ist das stetige Ansteigen der Indexzahlen der Kosten der Lebenshaltung. Mit diesem Ansteigen ist ein naturgemäßer Vorgang verbunden, daß Löhne, Gehälter und der Unternehmergewinn ebenfalls eine entsprechende Erhöhung erfahren müssen, um den Beteiligten die durch die Verhältnisse bedingten Kosten der Lebenshaltung zu ermöglichen. Von der Ansicht ausgehend, daß die weitere Steigerung der Kosten des Lebensunterhaltes die schlimmsten Folgen für unser Wirtschaftsleben zeitigen können, und da wir der Überzeugung sind, daß diesem Anziehen nur durch eine wesentliche Verbilligung der Volksernährung vorgebeugt werden kann, haben wir uns bemüht, insbesondere hinsichtlich Verhinderung des weiteren Anziehens der Viehpreise Vorsorge zu treffen. Wir haben durch Vermittlung großer, vom Fleischerhandwerk und dem deutschen Großhandel finanzierter Gesellschaften, der »Haflag« (Handels-A.-G. des Deutschen Fleischer-Verbandes) und der Fleischeinfuhr größere Mengen argentinischen Gefrierfleisches von besten, fetten Ochsen übernommen, und wird in einer Anzahl Breslauer Fleischereien dieses bereits zur vollständigen Zufriedenheit der Verbraucher in Verkehr gebracht. Der Preis hierfür beträgt etwa 70 Prozent des Preises für hiesiges, frisches Fleisch. Hierbei bemerken wir, daß dieses Fleisch mit dem während der Zwangswirtschaft der Bevölkerung angebotenen Gefrierfleisch in keinen Vergleich zu ziehen ist, da das damals angebotenen Fleisch mit ganz geringen Ausnahmen von in Deutschland geschlachteten und infolge des Futtermangels schlecht genährten Viehs herstammt, von dem ein großer Teil auch ein Opfer der seinerzeit in Bayern herrschenden Maul- und Klauenseuche war. Ein Teil dieser Bestände ist bis zu ihrem vollständigen Verbrauch von einer Breslauer Fleischerei-Firma direkt an Verbraucher abgegeben worden. Durch dieses in Deutschland eingefrorene Fleisch ist, infolge seiner ganz minderwertigen Beschaffenheit, eine Abneigung gegen den Verbrauch von Gefrierfleisch bei einem großen Teil der Verbraucher eingetreten. Es ist daher Aufgabe dieser Zeilen, die Abneigung gegen das jetzt angebotene vorzügliche Gefrierfleisch zu beheben. Das jetzt in Fleischerläden Breslaus und der Provinzen Ober- und Niederschlesiens zum Verkauf bestimmte Gefrierfleisch stammt, wie schon oben gesagt, nur von besten, weidefetten argentinischen Rindern her. Die diesseits angestellten Koch- und Bratproben haben ein vorzügliches Resultat ergeben, so daß wir, ohne Vorwürfe unserer Mitbürger befürchten zu müssen, den Verbrauch dieses Gefrierfleisches in vollem Umfang empfehlen können. Hierbei bemerken wir ausdrücklich, daß wir hoffen, durch eine auf diesem Weg erfolgende Eindämmung des Verbrauches von frischem Rindfleisch eine Herabdrückung der Preise für Schlachtrinder herbeiführen zu können und damit den weitestgehenden Interessen des Vaterlandes und unserer Volkswirtschaft zu dienen. (Amtl. Zeitung d. Fleischerverb.)

Aus dem Bericht über die Tätigkeit der **Physikalisch-technischen Reichsanstalt** im Jahre 1921:

Arbeiten der Abteilung III.
(Wärme und Druck).

Die Messung der Isothermen des Heliums bei 0°, 50° und 100° bis zu 100 at wurde beendet, die der Isothermen des Stickstoffes begonnen. — Der Sättigungsdruck von Sauerstoff wurde zwischen —182° und —195° gemessen. Er nimmt in diesem Bereich von 846,0 auf 177,0 mm Quecksilbersäule ab. Der normale Siedepunkt des Sauerstoffes liegt hiernach bei —183,03°. Die Messungen mit dem Heliumthermometer zwischen —193 und —258° haben bei —193° Übereinstimmung mit der Wasserstoffskala bis auf einige Hundertstel Grad ergeben und zu dem Wert —252,80° für den normalen Siedepunkt des Wasserstoffes geführt. Ferner wurde eine Gleichung für das Platinwiderstand-Thermometer in den Bereichen von —192° bis —210° und von —230° bis —257° aufgestellt.

Der Vergleich von drei Platinwiderstand-Thermometern mit einem Helium-Thermometer ergab, daß die nach den Vorschriften der Reichsanstalt geeichten Widerstand-Thermometer aus reinem Platin zwischen 0 und 100° um weniger als 0,01° von der thermodynamischen Skala abweichen. Diese ist als gesetzliche Temperaturskala einem Gesetzentwurf zugrundegelegt, den die Reichsanstalt auf Anregung des Deutschen Verbandes technisch-wissenschaftlicher Vereine und des Normenausschusses der deutschen Industrie für das Reichsministerium des Innern ausgearbeitet hat. Als gesetzliche Einheiten der Wärmemenge sind in diesem Entwurf die Kilokalorie (15°-Kilokalorie) und die Kilowattstunde gewählt; die letztere ist praktisch gleich 860 Kilokalorien.

Unter Berücksichtigung grundlegender Messungen wurden die folgenden Werte der Gaskonstante neu berechnet, die als Richtwerte empfohlen werden:

$R = 0{,}08204 \pm 0{,}00003$ l-at/Grad · Mol
$R = (8{,}313 \pm 0{,}003) \cdot 10^7$ Erg/Grad · Mol
$R = 1{,}986 \pm 0{,}001\ cal_{15}$/Grad · Mol.

Zwischen 0 und 100° wurde der Widerstands-Temperaturkoeffizient von sehr reinem Nickel und Kobalt gemessen; er beträgt 0,0067 und mehr und übertrifft somit den aller andern Metalle, außer von sehr reinem Eisen.

Die Druckabfallmessungen haben zu dem Vorschlag geführt, Meßgeräte für große Gasströme, z. B. Düsen, statt mit großen Gasbehältern, die Schwierigkeiten bieten, mit weiten glatten Röhren zu eichen. Mit einem Messingrohr von 10 cm lichter Weite und 7 m Länge könnte z. B. bei einem Druckabfall von 40 cm Wassersäule pro Meter Rohrlänge eine Luftmenge von etwa 7800 m³/h ermittelt werden. Bezüglich der Einzelheiten sei auf die Veröffentlichung in Z. d. V. d. Ing. 1922 S. 178 verwiesen. — Nach der an Wasser zuerst erprobten Methode wurde das Wärmeleitvermögen von Toluol zunächst bei 20° gemessen und wesentlich höher gefunden, als man bisher annahm. Die Messungen werden bei der Temperatur — 80° fortgesetzt. Mit dem gleichen

Apparat wird in der Anstalt das Wärmeleitvermögen dünner kreisförmiger Platten von 117 mm Durchm. aus schlecht leitenden Stoffen bestimmt. Der Apparat wurde ferner zur Messung an Metallkörpern (Zylinder von 150 mm Länge und 117 mm Durchm.) benutzt. Untersucht wurden damit bisher sechs Aluminiumlegierungen, darunter die neue Leichtlegierung Silumin, 99 prozentiges Aluminium und 33 prozentiger Kruppscher Nickelstahl. Bei sämtlichen Proben war zwischen 30 und 70° der Temperaturkoeffizient des Wärmeleitvermögens positiv. — Zur Bestimmung der spezifischen Wärme der Kohlensäure bei hohem Druck wurde ein neues Kalorimeter gebaut, bestehend aus einem 2 m langen, innen und außen elektrisch geheizten Rohr aus 30 prozentigem Nickelstahl, dessen Bezug die Firma Krupp der Reichsanstalt ermöglichte. Durch die zylindrische Anordnung sind die Wärmeverluste leichter berechenbar, durch die Verwendung des schlechtleitenden Nickelstahles sollen sie herabgesetzt werden. Die das Kalorimeter durchströmende Kohlensäuremenge wird aus dem Druckabfall in einem Messingrohr (s. oben) gemessen. Ein Teil der Rohrleitung wurde von der A E G-Turbinenfabrik und von der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen zur Verfügung gestellt. — Das Gesetz über die Prüfung und Beglaubigung der Fieberthermometer ist in Kraft getreten, seine Durchführung liegt der Reichsanstalt ob, die hierfür eine besondere Prüfstelle eingerichtet hat. Drei weitere auswärtige Prüfstellen sind durch Gesetz verpflichtet, 10 vH ihrer Eingänge der Reichsanstalt zur Erledigung zu überweisen.

Für Deutschland sind zur unmittelbaren Lieferung aus Queensland **8000 t gefrorenes Rindfleisch** und 2000 t gefrorenes Hammelfleisch gekauft worden, um der Bevölkerung Fleisch zu erträglichen Preisen zu verschaffen. (Ob nicht die inzwischen eingetretene Markentwertung das Verhältnis der Preise von deutschem und australischem Fleisch wesentlich verschoben hat?) Nach Ice and Cold Storage jubelt die australische Fleischindustrie über die bewilligten Preise, die noch geheim gehalten werden. Die englische Zeitschrift weist mit Recht darauf hin, daß es nun auch notwendig ist, dafür zu sorgen, daß das Gefrierfleisch in einer genügend großen Anzahl Verkaufsläden und in ansehnlichem Zustande verkauft wird. Es wird notwendig sein, die richtige Behandlung des Fleisches zu überwachen.

Nach **russischen Berichten** sind im Jahre 1921 in Rußland 64 826 t Fische gefangen worden, nicht gerechnet die Fänge im südlichen Kaspischen Meer. Die Produktion soll 1922 auf 300 000 t gesteigert werden. Dies Programm schließt eine Verbesserung der Transporteinrichtungen usw. in sich. Im Bewußtsein der großen Bedeutung der Fischereiindustrie für Deutschland hat man trotz des Darniederliegens der russischen Industrie begonnen, die von den Fangstellen ausgehenden Eisenbahnen auszubauen.

Patentbericht.

Patente.

Anmeldungen.

17 a, 2. A. 31 617. Apeldoornsche Machinenfabricken Metaalgieterij vorheen Loog Landaal, Apeldoorn, Holl.; Vertr.: Pat.-Anwälte Dr. R. Wirth, Dipl.-Ing. C. Weihe, Dr. H. Weil, M. M. Wirth, Frankfurt a. M., und Dipl.-Ing. T. R. Koehnhorn, Berlin SW 11. Kompressorzylinder für mit zwei Verdampferspannungen arbeitende Kältemaschinenanlagen. 21. 10. 18. Holland 8. 4. 18.

17 a, 18. B. 103 248. Bergedorfer Eisenwerk Akt.-Ges., Bergedorf. Berieselungs-Verdampfer für Kältemaschinen mit Solespeicher. 20. 1. 22.

17 a, 1. B. 93 322. Kurt Bräuer, Mittweida. Verfahren zur Erzeugung von Kälte. 34. 3. 20.

17 b, 3. M. 71 747. Georg Müller, Magdeburg, Matthissonstraße 3. Vorrichtung zum Entlüften des Zelleninhalts von Eisgeneratoren. 10. 12. 20.

17 b, 2. D. 40 515. Albert Charles Davis, Liverpool, Engl.; Vertr.: Dr.-Ing. R. Geißler, Pat.-Anw., Berlin SW 11. Vorrichtung an Eiszellen mit Reihen von genuteten, zur Aufnahme der Zellwände bestimmten, aufrechten, als Träger der Kühlschlangenrohre dienenden geteilten Pfosten. 8. 10. 21.

17 f, 11. N. 19 975. Fa. Fr. August Neidig, Maschinenfabrik, Mannheim. Röhren-Wärmeaustauschvorrichtung mit Zentralrohr. 30. 5. 21.

17 f, 11. F. 47 034. Humbert Frossard de Saugy, Paris; Vertr.: K. Osius und Dr. A. Zehden, Pat.-Anwälte, Berlin SW 11. Wärmeaustauschvorrichtung 19. 6. 20.

17 f, 11. O. 11 944. Carl Bockwoldt, Lutterrothstr. 71, und Aug. Ostermann, Alsterdorferstr. 235, Hamburg. Heiz- und Kühlkörper aus Blech. 26. 11. 20.

74 d, 11. S. 55 435. Dr. Franz Skaupy, Berlin, Rotherstr. 1. Vorrichtung zur Erzeugung leuchtender Zeichen mit Hilfe von Transparenten und Schablonen; Zus. z. Anm. S. 55 036. 28. 1. 21.

Erteilungen.

17 a, 8. 357 961. Karl Gläßel, Stuttgart-Cannstatt, Schillerstraße 8. Vorrichtung zum Regeln von Kältemaschinen. 20. 1. 21. G. 52 861.

17 a, 2. 359 721. Dr.-Ing. Gg. Bergmann, Charlottenburg, Kaiserdamm 89. Kompressionskältemaschine mit mechanisch bewegtem Balgkompressor. 2. 8. 21. B. 100 921.

17 a, 10. 359 722. Philip Fischbacher, Quinoy, V. St. A.; Vertr.: Dipl.-Ing. W. Zimmerstädt, Pat.-Anw., Berlin SW 47. Abscheider für Kompressionskältemaschinen. 23. 10. 20. F. 49 334.

17 a, 20. 359 723. Carl Metzger, München, Seidlstr. 30. Einrichtung zur Erzeugung kalter Luft durch Arbeitsleistung. 20. 3. 10. M. 65 128.

17 b, 2. 359 499. Wilhelm Weckerle, Zuffenhausen-Stuttgart. Füllvorrichtung für Eiszellen. 5. 10. 20. W. 56 387.

17 f, 11. 359 500. Adolf Hinze, Gr. Salze b. Magdeburg. Gegenstromkühler zur Kühlung zähflüssiger Lösungen; Zus. z. Pat. 355 822. 21. 7. 21. H. 86 318.

17 g, 3. 358 209. Vulkan-Gesellschaft für Hütten- und Bergwerksbedarf m. b. H., Berlin. Verfahren und Vorrichtung zur Herstellung komprimierter Gase. 10. 9. 18. S. 48 930.

Auszüge aus den Patentschriften.

17 b, 2. 357225. Johannes Moll in Berlin-Schmargendorf. Eislager hinter dem Eisgenerator.

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf die Anordnung eines Eislagers direkt hinter dem Eisgenerator. Die Decke des Lagers besteht zum Teil aus drehbaren Schurren, welche im entriegelten Zustande durch die aus dem Eisgenerator gleitenden Eisblöcke nach unten gedreht werden, so daß die Blöcke selbsttätig ohne Sturz gleitend in den Lagerraum gelangen.

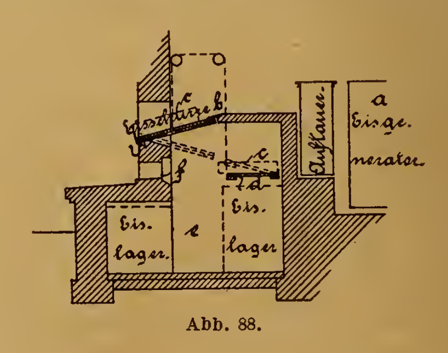


Abb. 88.

Durch Abb. 88 ist die Erfindung dargestellt.

Die aus dem Eisgenerator *a* kommenden Eisblöcke gleiten auf die drehbare Schurre *b*. Durch das Gewicht der Eisblöcke *c* senkt sich die Schurre *b*, und die Eisblöcke *c* gleiten auf die Schurre *d*, welche sich ebenfalls durch das Gewicht der Eisblöcke senkt

und dabei die zwangläufig verbundene Schurre *b* in ihre Anfangsstellung hebt und den Lagerraum *e* für Eis verschließt. Durch einen Arbeiter werden die Eisblöcke von der letzten Schurre ab; genommen und in dem Eislafer *e* gestapelt.

Soll das Eis direkt abgefahren werden, so wird die Schurre *b* verriegelt, und die Eisblöcke werden von hier aus direkt verladen. Gleichzeitig kann auch bei größerem Andrang das Eis durch die Luken *f* vom Lager ausgegeben werden.

Die Anordnung des Lagers direkt hinter dem Generator hat den großen Vorteil, daß die gewonnenen Eisblöcke bei nicht genügender Abfuhr ohne Mehraufwand von Arbeitskräften selbsttätig in den Lagerraum gleiten, sobald die Schurren entriegelt sind, so daß Arbeitslöhne für Stapeln nicht entstehen.

Soll das Eis direkt in den Lagerraum gleiten, kann die Schurre *d* in Wegfall kommen.

In dieser Ausführungsform wird die erstere Schurre *b* mit Gegengewichten versehen, welche dieselbe heben, sobald die Eisblöcke die Schurre verlassen haben. Ein Bruch der Blöcke beim Lagertransport ist ausgeschlossen. Da sich die als Schurre ausgebildete Decke sofort wieder schließt, kommen Schmelzverluste auf Lager nicht vor.

Patent-Ansprüche:

1. Eislager hinter dem Eisgenerator, dadurch gekennzeichnet, daß die Decke des Eislagers aus drehbaren Schurren besteht, welche durch das Gewicht der darübergleitenden Eisblöcke sich senken, die Eisblöcke in den Lagerraum gleiten lassen und sich selbsttätig heben, sobald die Eisblöcke die Schurren verlassen haben.

2. Eislager, hinter dem Eisgenerator nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß mit der drehbaren Schurre (*b*) eine zweite drehbare Schurre (*d*) derart gekuppelt ist, daß sie sich beim Senken der Schurre (*b*) hebt und in dieser Lage die Eisblöcke aufnimmt, um sich mit denselben zu senken und dabei die Schurren (*b*) zu heben und die Decke sofort wieder zu schließen.

7 g, 3. 355657. Michael Zack in Zürich, Schweiz. Verfahren zum Fördern von bei niedrigen Temperaturen leicht verdampfenden, unter geringem Druck stehenden Flüssigkeiten und Vorrichtung zur Ausübung des Verfahrens.

Die Hauptschwierigkeit, die beim Fördern von bei niedriger Temperatur leicht verdampfenden, unter Niederdruck (z. B. unter Atmosphärendruck) stehenden Flüssigkeiten, z. B. flüssiger Luft, Kohlensäure, Sauerstoff usw., auftritt, besteht darin, daß die Verdampfung der beispielsweise in den Zylinder einer Pumpe eintretenden Flüssigkeit nicht vermieden werden kann. Diese Verdampfung ist wegen der auch bei sehr geringer Umlaufzahl entstehenden Reibungswärme beträchtlich. Der Druck der Dämpfe bleibt so hoch während des Saughubes, daß die Druckdifferenz zwischen dem Innenraum des Zylinders und dem Tiefdruckgefäß zu gering ist, um in dem Zylinder eine praktisch genügende Flüssigkeitsmenge eintreten zu lassen oder sogar die Saugwiderstände überhaupt zu überwinden.

Gemäß der Erfindung wird mindestens ein Teil der zu fördernden kalten Flüssigkeit auf hohen Druck gebracht und in den Saugraum einer Fördervorrichtung eingeführt, bevor das Ansaugen des unter geringem Druck stehenden Teiles der Flüssigkeit erfolgt, derart, daß mindestens ein Teil der im Saugraum vorhandenen bzw. entstehenden Dämpfe verflüssigt werden.

Eine Fördervorrichtung zur Ausübung des Verfahrens kann als eine in bekannter Art mit Saug- und Druckventil versehene Kolbenpumpe ausgebildet sein, die mit einem Tiefdruckgefäß bzw. mit einem Mitteldruckgefäß verbunden ist, wobei die Pumpe eine Einlaßvorrichtung aufweist, die einerseits mit ihrem Saugraum und anderseits mit einem Hochdruckgefäß verbunden werden kann.

Tritt nun aus dem Hochdruckgefäß kalte Flüssigkeit von hohem Druck in den Saugraum ein, bevor das Ansaugen der unter geringem Druck stehenden Flüssigkeit begonnen hat, so verflüssigt sich mindestens ein Teil der im Saugraum vorhandenen Dämpfe, welche sich niederschlagen, wenn sie nicht vorher abgezogen werden. (Im letzteren Fall müßte eine starke Abkühlung der sich im Saugraum ansammelnden Flüssigkeit stattfinden.) Die nicht verflüssigten bzw. die verflüssigten Dämpfe können zweckmäßigerweise unter dem Druck der aus dem Hochdruckgefäß in den Saugraum einströmenden Flüssigkeit, z. B. flüssiger Luft, Kohlensäure, Sauerstoff usw., in einen Hohlraum des Pumpenkolbens eintreten und infolge einer dabei auftretenden, durch Drosselung bewirkten Expansion den letzteren kühlen.

Die im Saugraum vorhandene Menge an Dämpfen kann auch durch Eintauchen der ganzen Pumpe in eine kalte Flüssigkeit vermindert werden. (Hierzu 7 Ansprüche und 3 Abbildungen.)

17 g, 2, 354 217. Verfahren zur Trennung von Gasgemischen. Rudolf Mewes und Rudolf Mewes in Berlin.

Patent-Ansprüche:

1. Verfahren zur Trennung von Gasgemischen, dadurch gekennzeichnet, daß man die aus der Abtriebssäule (Sauerstoffsäule) abziehenden Dämpfe, welche nur noch wenig schwersiedende Bestandteile enthalten, mit frischem, gereinigtem und vorgekühltem Gemisch, behufs Steigerung des Gehalts an Schwersiedendem, in die Verstärkungssäule (Stickstoffsäule) einführt, um der sich bildenden Flüssigkeit des Leichtsiedenden so viel Schwersiedendes zuzuführen, daß gleichzeitige Trennung des Leicht- und Schwersiedenden ermöglicht wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das sauerstoffarme Gasgemisch aus der Abtriebssäule mittels Strahlgebläses in die Verstärkungssäule getrieben wird

17b, 2. 351705. Luftsäulen-Flüssigkeitsabschluß für Füllvorrichtungen von Eiszellen. Fritz Beyschlag in Starnberg bei München.

Die Vorrichtung besteht aus einem festen Füllkasten, der durch Zwischenwände in ebensoviele Einzelräume unterteilt ist, als es die Zahl der Zellen, die auf einmal gefüllt werden sollen, nötig macht. Ein offenes Röhrchen *e* ist in der halben Höhe des Schenkels *b* angeschlossen, lediglich zur Begrenzung der Heberwirkung des Schenkels *c* (Nebenheber) auf die halbe Höhe von Schenkel *b*, also auf Linie *i-j*.

Während der Füllung des Wasserkastens taucht das Rohr *f* in einen mit Wasser gefüllten Behälter *g*, so daß die Luft in dem Rohr *a* unter dem Druck der Wassersäule *k* steht. Ein Ausfließen durch *c* kann aber nicht erfolgen, weil die Druckhöhe *k* nicht ausreicht, um den Ansteig in *b* zu überwinden. Wird Gefäß *g* entfernt, dann sinkt der Druck in *a* auf 1 at, das Wasser strömt durch *d* nach *a* und hebert durch *b* und *c* aus. Da das Röhrchen *e* die Heberwirkung stört, bleibt im unteren Teil von *h* eine Wassermenge übrig, die die nächste Füllung ermöglicht. *f* ist aus so vielen Röhrchen zusammengesetzt, als dies Füllvorrichtung Abteilungen bzw. als der Rahmen Zellen besitzt.

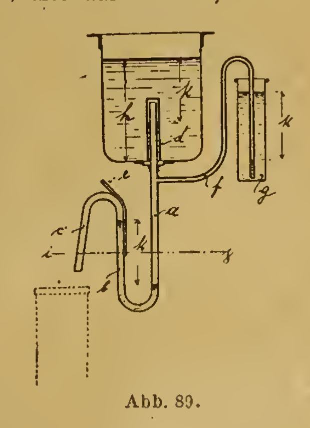


Abb. 89.

Patent-Anspruch:

Luftsäulenflüssigkeitsabschluß für Füllvorrichtungen von Eiszellen, dadurch gekennzeichnet, daß — wie die Ausführungsform auch sei — stets ein Flüssigkeitswiderstand, durch eingeschlossene Luft übertragen, einem auf Abfließen gerichteten Überdruck das Gleichgewicht hält, ein Abfließen dadurch verhindert und somit als Flüssigkeitsabschluß wirkt, der geschlossen und geöffnet wird durch senkrechtes Verschieben eines zylindrischen Gefäßes *g* von geringem Durchmesser, das etwas Wasser als Sperrflüssigkeit enthält.

17 a, 1, 354 322. Kleinkältemaschine mit Rotationskompressor. Albert Gerlach in Nordhausen.

Es wird eine vollständige räumliche Trennung zwischen Kältemittel und Schmiermittel erreicht, welche eine Verunreinigung des Kältemittels und der Kältemaschine durch das Schmiermittel ganz unmöglich macht. Es kommen nach dem Ausführungsbeispiel der Zeichnung für die Schmierung im Maschineninnern nur zwei Lagerstellen der sich drehenden Teile

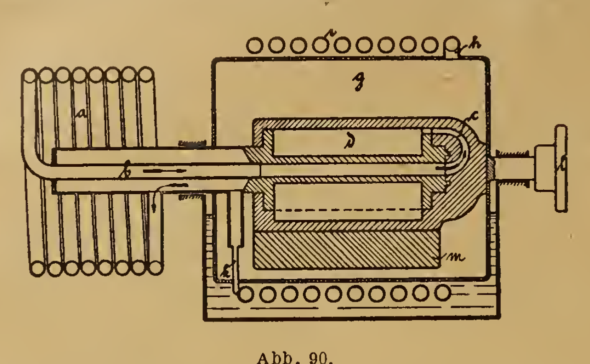


Abb. 90.

in Betracht und diese sind ganz abgesondert vom Wege des Kältemittels in geschlossenen, doppelt gesicherten Kammern untergebracht. Es kann das Kältemittel niemals mit dem Schmiermittel in Berührung kommen.

Das im Verdampfer *a* verdampfte Kältemittel wird durch das Saugrohr *b* und den Kanal *c* nach dem Rotationskompressor *d* gesaugt, in dem es verdichtet und durch den Stutzen *f* in das den Kompressor gasdicht umschließende Gehäuse *g* gedrückt wird. Aus diesem Gehäuse tritt es durch *h* in den Kondensator *i* ein, welcher als Rohrschlange das Gehäuse *g* umgibt

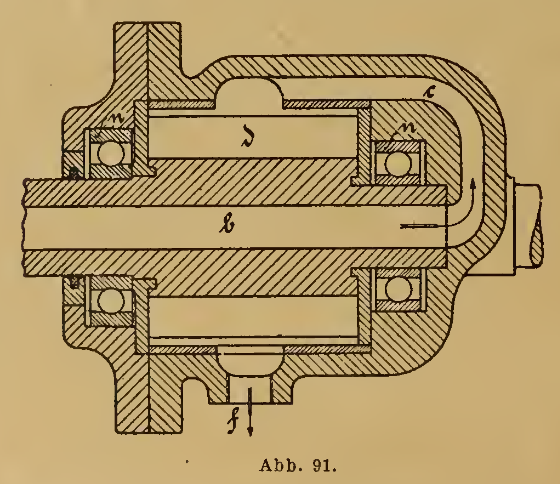


Abb. 91.

und sich mit diesem dreht. Der Kondensator *i* taucht in das unter dem Sammelgefäß *g* angeordnete Kühlwassergefäß ein. Das im Kondensator verflüssigte Kältemittel gelangt durch den Übergang *k* wiederum nach dem Verdampfer *a*. Die beiden Lagerstellen *n* sind von doppelt gesicherten Kammern umschlossen, durch welche das Saugrohr *b* hindurchgeht und eine ständige Kühlwirkung auf die Kugellager ausübt. Bei dieser Ausführungsweise werden also die Welle des Kompressors, sowie das umgebende Sammelgehäuse *g*, der Kondensator *i* und der Verdampfer *a* in Umdrehung gebracht, während der eigentliche Kompressorkörper unbewegt bleibt. Der Kompressorkörper ist zu dem Zwecke mit einer Beschwerung *m* versehen, um die Beharrung zu sichern.

Patent-Anspruch:

Kleinkältemaschine mit Rotationskompressor und einem den Kompressor gasdicht umschließenden und sich um ihn drehenden Gehäuse, dadurch gekennzeichnet, daß eine vollständige räumliche Trennung zwischen Kältemittel und Schmiermittel erreicht ist, indem die Lagerstellen der sich drehenden Teile ganz abgesondert vom Wege des Kältemittels in geschlossenen Kammern untergebracht sind.

17 b, 2. 356 615. A. Freundlich, Maschinenfabrik in Düsseldorf. Eiszelle mit allseitig umgebördelten oberen Rändern. 24. 7. 22.

Vorliegende Erfindung betrifft eine Eiszelle mit umgebördeltem oberen Tragrand. Sie unterscheidet sich von Ausführungsformen der bekannten Art dadurch, daß auf den beiden einander gegenüberliegenden Seitenpaaren der Eiszelle die Umbördelung in verschiedenartiger Weise vorgenommen wird. An denjenigen Rändern, an denen die Aufhängung der Eiszelle in der Eisbereitungsanlage erfolgen soll, wird mittels der Umbördelung gemäß der Erfindung ein verhältnismäßig breit ausladender Wulst (*a*) geschaffen, während die Umbördelung auf den beiden anderen Seiten, an denen eine Aufhängung nicht erfolgt (*b*), derart vor sich geht, daß die umgebördelten Ränder in üblicher Weise unmittelbar an der Zellenwand anliegen. Erstere weit ausladende Umbördelung bildet also die Tragvorrichtung für die Eiszelle, während die an die Seitenwandung eng anliegende Umbördelung einerseits eine Versteifung und andererseits ein Mittel bildet, um die Eiszellen in einem gewissen Abstand zu halten, so daß die Sole einen genügenden Spielraum zum Durchfließen erhält.



Abb. 92.

17a, 8. 352578. Reduzierventil für Eis- und Kälteerzeugungsmaschinen sowie zu anderen Zwecken. Max Güttner in Schmölln, S.-A.

Gemäß der Erfindung wird eine besondere Abdichtung geschaffen, bei der der Ventilsitz in einer Membran gelagert und dadurch beweglich gemacht wird, während gleichzeitig der Ventilkegel zwar einstellbar ist, aber für den bestimmten Fall in der Längsrichtung festgestellt werden kann. Es ist dabei Vorsorge getroffen, daß dieser Ventilkegel seitlich frei bewegbar bleibt, so daß er auch bei starker Verzerrung der Membran durch Temperaturunterschiede, durch welche der Ventilsitz eine andere Lage gegenüber dem Ventilkegel einnimmt, sich jederzeit dieser veränderten Lage des Ventilsitzes anpassen kann.

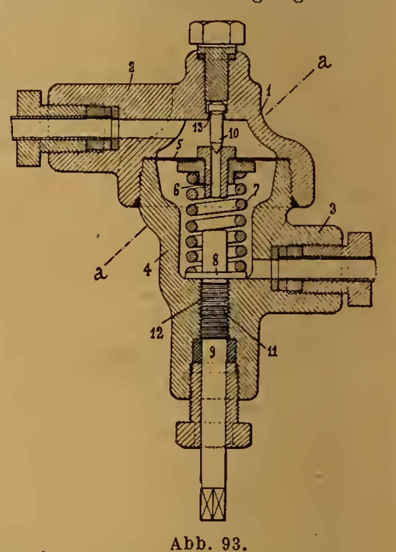


Abb. 93.

Patent-Ansprüche:

1. Reduzierventil für Eis- und Kälteerzeugungsmaschinen sowie zu anderen Zwecken, dadurch gekennzeichnet, daß ein in einer Membran gelagerter Ventilsitz durch eine Feder gegen einen Ventilkegel gedrückt wird, welcher seinerseits durch kugelige Lagerung beweglich ist, um sich den beim Betriebe auftretenden verschiedenen Lagen des Ventilsitzes anpassen zu können.

2. Ausführungsform des Reduzierventils nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilsitz in einer sich über die Membran erhebenden Buchse vorgesehen ist, um ein Ablagern mitgerissener Teile aus der Leitung neben der Buchse zu ermöglichen.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

10. Heft — Oktober 1922 — 29. Jahrgang

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Neuere Methoden und Forschungsergebnisse zur Bestimmung des Wärmedurchganges[1]).

Von Prof. Dr. Dr.-Ing. Oscar Knoblauch, München.

Meine Herren! Die Ausarbeitung eines Vortrages für die Hauptversammlung eines Fachvereines bietet deshalb eine gewisse innere Schwierigkeit, weil der Vortrag einerseits für diejenigen Zuhörer verständlich sein muß, die mehr wirtschaftlich interessiert sind, anderseits auch den technisch-wissenschaftlich vorgebildeten Mitgliedern etwas Neues bringen soll, um sie über technische und wissenschaftliche Neuerungen zu orientieren. Der Vortrag soll also sowohl elementar gehalten als auch hoch wissenschaftlich sein. Den Ausweg aus dieser Schwierigkeit möchte ich heute in der Weise suchen, daß ich Ihnen einen Überblick gebe über einige, die Kältetechnik betreffenden neueren Forschungsmethoden und Beobachtungsergebnisse, die im Münchener Laboratorium für technische Physik ausgearbeitet und gefunden worden sind. Ich schließe mich an Bekanntes an, indem ich aber doch der Vollständigkeit halber alle Begriffe kurz erläutern werde.

Für die Wärme- und Kälteübertragung hat man den Begriff der Wärmedurchgangszahl k eingeführt, welcher die Wärme angibt, die z. B. durch 1 m^2 einer Kesselwand oder einer Außenmauer in 1 Stunde hindurchströmt, wenn zu beiden Seiten derselben 1^0 Temperaturunterschied herrscht. $\frac{1}{k}$ mißt dann, bildlich gesprochen, den Widerstand, den der Wärmestrom zu überwinden hat. Er setzt sich zahlenmäßig als Summe der Einzelwiderstände zusammen, die dem Wärmestrom entgegenstehen.

Man hat zur Berechnung von k den Begriff der Wärmeübergangszahl α eingeführt, welche die Wärmemenge bedeutet, welche von 1 m^2 einer Fläche (etwa einer Rohrwand) an das umgebende Medium (etwa Luft) in 1 Stunde abgegeben oder aufgenommen wird, wenn sie 1^0 Temperaturunterschied haben. Bezeichnet man die Wärmeübergangszahl am Eintritt in die Wand mit α_1, am Austritt mit α_2, so sind die dort herrschenden Wärmeübergangswiderstände, wie eine einfache Überlegung zeigt, $\frac{1}{\alpha_1}$, $\frac{1}{\alpha_2}$.

Endlich definieren wir als Wärmedurchlässigkeit Λ noch diejenige Wärmemenge, welche durch 1 m^2 der Wand in 1 Stunde hindurchfließt, wenn die beiden Oberflächen der Wand 1^0 Temperaturunterschied haben. Alsdann bedeutet $\frac{1}{\Lambda}$ den Durchgangswiderstand durch das Material der Wand selbst, und es folgt unmittelbar für k die bekannte Definitionsgleichung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\Lambda} + \frac{1}{\alpha_2}.$$

Wir beschäftigen uns zunächst mit der Wärmeübergangszahl α. Während zur Feststellung von Λ schon umfangreiche Beobachtungen angestellt worden sind, ist dies für α noch nicht der Fall. Man bedarf aber sowohl in der Kälte- wie in der Heizungstechnik oft der nach der obigen Gleichung zu berechnenden Größe k. Ihre recht genaue Bestimmung ist daher wünschenswert, und ich möchte es den Herren des Deutschen Kältevereins nahelegen, gelegentliche, oder noch besser systematische Versuche zur Messung von α anzustellen. Denn α hängt wesentlich von den Versuchsbedingungen ab, und diese sind in der Praxis so verschiedenartig, daß sie unmöglich alle in den Forschungslaboratorien nachgeahmt werden können. Eine Ergänzung der Laboratoriumsversuche durch solche in der Praxis ist also fast unerläßlich. Freilich bietet die Bestimmung von α mehrere Schwierigkeiten.

Die eine liegt in ihrer mangelhaften theoretischen Definition. α soll nämlich die von einer Wand an das umgebende Medium, also etwa Luft, abgegebene Wärme bedeuten, wenn 1^0 Temperaturunterschied zwischen ihnen besteht. Es ist aber nicht festgesetzt, in welcher Entfernung von der Wand die Lufttemperatur gemessen werden soll. Dieser Abstand darf sicher nicht zu groß sein; denn wenn es sich z. B. um den Wärmedurchgang durch die Mauer eines Zimmers handelt, kann nur die Lufttemperatur in nächster Nähe der Wand in Betracht kommen und nicht diejenige in einigen Metern Entfernung, die von der in der Wandnähe wesentlich verschieden sein wird.

Bringt man nun ein Thermometer in die Nähe eines Körpers, der eine andere Temperatur hat als die umgebende Luft, und für den α bestimmt werden soll, so tritt unvermeidlich ein Wärmeaustausch zwischen dem Thermometer und dem Körper durch Strahlung ein. Infolgedessen nimmt das Thermometer gar nicht die Lufttemperatur an, die es messen soll. Sei die Wand kälter als die Luft, so geht zwar Wärme durch Berührung von dieser an das Thermometer über und sucht ihm die Lufttemperatur zu erteilen. Gleichzeitig strahlt aber das Thermometer wegen seiner höheren Temperatur mehr Wärme an die Wand ab, als es von ihr zugestrahlt erhält und nimmt daher eine Temperatur an, die tiefer liegt als die zu bestimmende Lufttemperatur. Ein in der Nähe eines warmen Heizkörpers aufgehängtes Thermometer zeigt aus leicht zu überblickenden Gründen eine Temperatur an, die höher ist als die Lufttemperatur.

Bei der Bestimmung von α darf man das Thermometer also von der Wand nicht zu fern, aber wegen

[1]) Vorgetragen am 18. Juli 1922 auf der Hauptversammlung des D. K.-V. in München.

der durch die Strahlung bedingten Meßfehler auch nicht zu nahe aufhängen. Zur Vermeidung dieses letzteren Fehlers könnte man daran denken, wie in der Meteorologie und der Luftschiffahrt dem Thermometer dadurch die wahre Lufttemperatur zu erteilen, daß man es mit einem Strahlungsschutz versieht, d. h. einer blank polierten, über das Quecksilbergefäß geschobenen Metallhülse, um die Strahlung möglichst fernzuhalten, und daß man es entweder, wie das sog. Schleuderthermometer schnell durch die Luft hindurchbewegt, oder daß man Luft, wie bei dem Aspirationsthermometer, durch einen kleinen Ventilator rasch an ihm vorbeisaugt. Beide Aushilfen sind aber im vorliegenden Falle nicht verwertbar, da dadurch die Luft- und Temperaturverteilung und hierdurch die Versuchsbedingungen völlig verändert werden würden. Daß die Strahlungsmeßfehler in der Tat so beträchtlich sind, daß sie in der Kälte- und Heizungstechnik Beachtung verdienen, ergibt sich aus den von H. Hausen[1]) durch das Experiment bestätigten Berechnungen. Bei einem Heizkörper von 1 m Höhe und Breite, welcher eine Temperatur von 60° hat, zeigt ein gewöhnliches Thermometer im Abstand von 11 cm um über 5°, in ½ m Abstand über 2°, in 2 m Abstand ¼° zu hoch.

Eine theoretische Überlegung zeigt nun, daß der Meßfehler bedeutend dadurch verkleinert werden kann, daß man dem Thermometer eine geeignete Oberflächenbeschaffenheit gibt, nämlich eine solche, die die auftreffende Strahlung (Licht- und Wärmestrahlen) möglichst wenig absorbiert. Die das Quecksilber einschließende Glashülle eines gewöhnlichen Thermometers läßt nämlich zwar die sichtbaren Strahlen zum weitaus größten Teile hindurch, so daß sie auf das Quecksilber auftreffen und von diesem reflektiert werden. Das Glas absorbiert aber stark die langwelligen Wärmestrahlen und bedingt hierdurch die erwähnten hohen Meßfehler. Da nun Gold und Silber von den Wärmestrahlen nur etwa 2 vH, Nickel etwa 5 vH absorbieren, so kann durch Vergoldung, Versilberung oder Vernickelung eine wirksame Verminderung des Strahlungsmeßfehlers erreicht werden. Wählt man Gold oder Silber, so sinkt theoretisch der Meßfehler auf etwa 3 vH desjenigen bei einem Thermometer mit freier Glasoberfläche; er wird also so gering, daß er in den meisten technischen Fällen vernachlässigt werden kann.

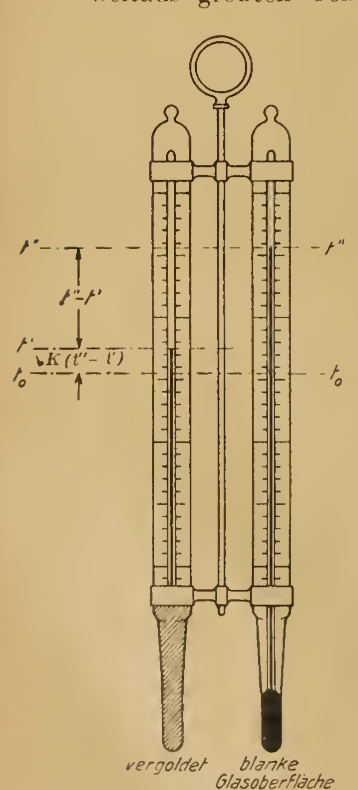


Abb. 94.

[1]) H. Hausen, Zur Messung von Lufttemperaturen in geschlossenen Räumen. Ges.-Ing., Festnummer zum Kongreß für Heizung und Lüftung. Juli 1921, S. 43.

Trotz dieser erheblichen Verbesserung in der Bestimmung der wahren Lufttemperatur können bei besonders hohen Temperaturen und bei großer Nähe des strahlenden Körpers sowie bei sehr genauen Messungen die Angaben vergoldeter oder versilberter Thermometer nicht ohne weiteres als richtig angenommen werden. Verwendet man aber gleichzeitig zwei Thermometer mit verschiedenem Absorptionsvermögen ihrer Oberfläche (Abb. 94), so läßt sich aus den an ihnen abgelesenen Temperaturen t' und t'' die wahre Lufttemperatur t_0 sofort durch die einfache Korrektionsgleichung bestimmen:

$$t_0 = t' - K\ (t'' - t'),$$

worin K eine nur von der Beschaffenheit der beiden Thermometer abhängige Konstante bedeutet, die sich theoretisch berechnen und auch experimentell bestimmen läßt. Bei Benutzung eines mit doppelter Blattvergoldung belegten und eines gewöhnlichen Quecksilberthermometers von je 0,55 cm Gefäßdurchmesser würde sich folgende Korrektionsgleichung ergeben:

$$t_{Luft} = t_{Gold} - 0{,}15\ (t_{Glas} - t_{Gold}).$$

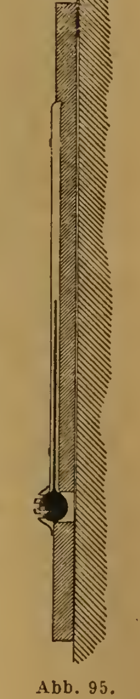
Hat man an einem derartigen Doppelthermometer z. B. abgelesen: $t_{Glas} = 23{,}0°$, $t_{Gold} = 20{,}0°$, so ergibt sich aus obiger Gleichung als wahre Lufttemperatur

$$t_{Luft} = 20° - 0{,}15\ (23° - 20°) = 19{,}55°.$$

Würde man das Doppelthermometer in der Nähe eines Kühlkörpers aufhängen, so würde, wie man leicht übersieht, die Temperatur des Goldthermometers höher sein als die des Glasthermometers, aber für beide tiefer als die der Luft.

Anschließend hieran mögen einige Bemerkungen über die Messung von Lufttemperaturen im gewöhnlichen Leben eingefügt werden, die ebenfalls in der erwähnten Abhandlung von Hausen enthalten sind. Sie sollen darauf hinweisen, wie unrichtig oft Messungen vorgenommen werden. In unseren Wohnzimmern hängt gewöhnlich an der Wand ein Thermometer, das wir hauptsächlich im Winter ablesen, um festzustellen, ob die Zimmerluft diejenige Temperatur hat, die unserem Körper bei längerem Aufenthalt bekömmlich ist. Nach dem soeben Gesagten lassen sich die Bedingungen für eine einwandfreie Messung der Lufttemperatur sogleich angeben:

1. die Zimmerluft muß zum Thermometer ungehindert Zutritt haben,
2. das Thermometer muß vor Zu- und Abfuhr von Wärme von Seite anderer Körper tunlichst geschützt sein.


Abb. 95.

Betrachten wir nach diesen Gesichtspunkten die üblichen an der Wand aufgehängten Thermometer (Abb. 95),

so erkennen wir unmittelbar, daß sie diesen Gesichtspunkten im allgemeinen in keiner Weise genügen. Sie werden zwar die Lufttemperatur ziemlich richtig angeben in Räumen mit zentraler Dauerheizung, wo die Wände den ganzen Winter hindurch durchgewärmt sind, und wo kein großer Temperaturunterschied zwischen den Wänden und der Luft besteht. In all den Fällen aber, wo ein Zimmer den größten Teil des Tages unbeheizt bleibt, um nur für wenige Stunden durch rasches Anheizen eines Ofens dem Bewohner einen behaglichen Aufenthalt zu bieten, bleiben die Wände fast völlig kalt und die Thermometerangabe ist außerordentlich fehlerhaft. Denn erstens ist die Quecksilberkugel meist in der Bohrung einer Holzskala eingebracht und vorn zum Schutz gegen Beschädigung mit einem durchbrochenen Bleche bedeckt. Die Berührung mit der Zimmerluft wird also fast völlig verhindert, dafür aber gerade die Übertragung von Wärme durch Leitung und Strahlung von der Quecksilberkugel an die Wand durch das Holz und die Luft im Bohrloch besonders begünstigt. Man könnte die Form der Thermometer eher zur Messung der W a n d temperatur empfehlen, eben weil der Einfluß der Wand gefördert und derjenige der Zimmerluft behindert wird; man muß aber vor ihrer Anwendung zur Bestimmung der L u f t - temperatur warnen.

Abb. 96.

Eine bedeutend günstigere Anordnung stellt das von der Firma J. Greiner, München, in den Handel gebrachte Wandthermometer dar (Abb. 96). An einem Holzbrettchen, das unmittelbar an die Wand gehängt wird, ist in 2 cm Abstand durch zwei Bolzen eine dünne Milchglasskala und hierauf ein Quecksilberthermometer befestigt. Sein Quecksilbergefäß ragt weit vor die Skala hervor und wird daher an der Berührung mit der Luft nur in sehr geringem Maße behindert. Das Holzbrettchen hält dabei einen großen Teil der Wandstrahlung ab. Die an ihm festgestellten Meßfehler halten sich völlig in den Grenzen, die im Hausgebrauch noch zulässig sind.

Dabei ist freilich zu bedenken, daß für das körperliche Wohlbefinden der Menschen viel weniger die Angaben eines Thermometers maßgebend sein können, das absichtlich dem Einfluß etwa vorhandener kalter Wände entzogen, als diejenigen eines anderen, welches diesem ausgesetzt ist. Denn der menschliche Körper befindet sich unter ganz ähnlichen Verhältnissen wie ein frei in der Luft aufgehängtes Thermometer. Er verliert Wärme teils durch die Berührung mit der Zimmerluft, teils durch die Abstrahlung an die Zimmerwände. Infolgedessen ist es sehr wohl möglich, daß er auch bei 20° Zimmerlufttemperatur ein Frostgefühl empfindet, wenn die Wände noch sehr kalt sind. Den großen Einfluß der Abstrahlung erkennt man augenfällig an der Tatsache, daß in einem Zimmer, in welchem durch rasches Anheizen die Luft bereits auf 20° erwärmt ist, während die Wände noch 10° haben, ein Thermometer durch Abstrahlung so viel Wärme verliert, daß es statt 20° nur 17,3° anzeigt. Für das Wohlbefinden der Menschen ist daher die Temperaturangabe eines solchen frei aufgehängten Thermometers, gerade wegen seiner Strahlungsempfindlichkeit, mit mehr Recht als maßgebend anzusehen als die wahre Lufttemperatur. Die günstigste Anordnung wäre die vollkommen freie Aufhängung eines Quecksilberthermometers mitten im Zimmer in etwa 1 bis 1,5 m Höhe (Kopfhöhe) und zugleich in möglichster Entfernung von kalten Fenstern, Heizkörpern oder sonstigen Strahlungsquellen. Dies entspricht auch den Vorschriften der Heizungstechnik für die Vornahme von Probeheizungen.

Zur Bestimmung der Wärmeübergangszahl α bedarf man nun außer der Temperatur des umgebenden Mediums, also z. B. der Luft, auch noch diejenige der die Wärme aufnehmenden oder abgebenden Oberfläche. Ihre Messung bietet deshalb eine gewisse Schwierigkeit, weil die Temperatur sich von der Oberfläche in Richtung nach dem umgebenden Medium räumlich sehr rasch verändert, weil also das Temperaturgefälle hier sehr groß ist. Das Instrument müßte daher eigentlich keine räumliche, sondern nur eine flächenmäßige Ausdehnung haben, damit der temperaturempfindliche Teil des Instrumentes dieselbe Temperatur hat wie die Meßstelle. Andernfalls würde infolge der Anbringung des Instrumentes ein Wärmeaustausch zwischen dieser Stelle und der Umgebung eintreten und daher die Temperatur der ersteren merklich verändert werden. Alsdann würde das Meßinstrument zwar die Temperatur der betreffenden Oberflächenstelle vielleicht ganz richtig anzeigen, jedoch gar nicht diejenige, welche wirklich verlangt wird, nämlich n i c h t d i e u r s p r ü n g l i c h e, sondern die durch das Anbringen des Instrumentes dauernd v e r ä n d e r t e.

Zur Messung von Oberflächentemperaturen sind somit die Flüssigkeitsthermometer von vorneherein nicht geeignet, wohl aber die elektrischen Instrumente, z. B. die Thermoelemente, also zwei zusammengelötete Drähte verschiedenen Materials, deren eine Lötstelle an die Meßstelle angelegt, deren andere in Eis von 0° gehalten wird. Besondere Anordnungen sind freilich auch dann zu treffen, um zu verhindern, daß Wärme zur Meßstelle zu- oder fortgeleitet wird. Z. B. wird man bei einer ebenen Wand an die Lötstelle ein dünnes Kupferplättchen von etwa 3 cm Durchm. anlöten, wodurch die von den Elementendrähten etwa abgeleitete Wärme nicht in vollem Betrage der kleinen Berührungsstelle der Lötstelle mit der Wand entzogen wird, sondern einer Fläche,

die größer ist, im Verhältnis derjenigen der Kupferplatte zu dem Querschnitt der Elementendrähte. In gleichem Verhältnisse verkleinert sich daher auch die Störung der Temperatur, die diese Wärmeableitung an der Meßstelle hervorruft. Außerdem wird man die Drähte eine Strecke von etwa 10 cm an der Wand entlang führen, damit diese ganze Länge auch noch die Temperatur der Meßstelle hat und durch ihre Oberfläche also die Wärme aus der Umgebung aufnimmt, die durch den Querschnitt der Drähte abgeleitet wird, ohne daß aber diese Wärmeabteilung sich in den Drähten bis zur Lötstelle bemerkbar macht. Auf diese Weise wird die Oberflächentemperatur richtig gemessen.

Bei der Messung der Oberflächentemperatur eines Rohres wird man die Lötstelle eines Thermoelementes fest auf dieses aufbinden und die Drähte 1 bis 2 mal um das Rohr herumschlingen, um ihnen auch in diesem Falle auf eine größere Strecke die gleiche Temperatur zu erteilen, die die Meßstelle hat, und um dadurch eine Störung der dort herrschenden Temperatur zu vermeiden.

Es sei noch hervorgehoben, daß man die zuletzt beschriebene Anordnung noch zu einem anderen Zwecke benutzen kann. Bei einer Flüssigkeit und einem gesättigten Dampfe, die durch ein Rohr strömen, ist in der oben abgeleiteten Gleichung für $\frac{1}{k}$ der Wärmeübergangswiderstand $\frac{1}{a_1}$ zwischen Flüssigkeit bzw. Dampf und der inneren Rohroberfläche recht klein und auch der Leitungswiderstand der Rohrwand $\frac{1}{\Lambda}$ nicht groß; infolgedessen ist die äußere Oberflächentemperatur des Rohres von der Temperatur der Flüssigkeit oder des Dampfes nicht sehr verschieden. Man kann daher die Bestimmung der Flüssigkeits- oder Dampftemperatur sehr angenähert durch eine Messung der Oberflächentemperatur ersetzen.

Will man den geringen Unterschied zwischen Rohr- und Innentemperatur weiter verringern, so hat man das Rohr an der Meßstelle mit einem Wärmeschutzmittel zu umkleiden. Die so erhaltene Anordnung ist zwar als Oberflächenmessung anzusprechen, sie bezweckt aber in Wirklichkeit eine Innenmessung. Sie ist in solchen Fällen angezeigt, in denen sie im Inneren sehr umständlich oder nicht ausführbar ist und eignet sich auch dann, wenn man sich rasch die Kenntnis einer Flüssigkeits- oder Dampftemperatur verschaffen will.

Wir kommen nun zur Besprechung der Größe Λ, die dadurch charakterisiert war, daß $\frac{1}{\Lambda}$ den Wärmedurchgangswiderstand einer festen Wand bedeutet. Sein Wert läßt sich berechnen, wenn man ihre Dicke und die Wärmeleitzahl λ ihres Materials kennt, d. h. die Wärmemenge, die im Dauerzustand der Wärmeströmung in 1 h in einem Würfel von 1 m Kantenlänge von einer Seite zur gegenüberliegenden um 1° kälteren Fläche strömt, wenn die anderen vier Würfelflächen gegen Wärmedurchgang geschützt sind.

Der Widerstand einer 1 m starken Wand ist dann $\frac{1}{\lambda}$ und der der vorliegenden von der Dicke δ daher $\frac{\delta}{\lambda}$.

Besteht die Wand aus mehreren, einander berührenden festen Schichten von den Dicken δ_1, δ_2 . . . . und den Wärmeleitzahlen λ_1, λ_2 . . . . ihrer Bestandteile, so ist $\frac{1}{\Lambda}$ gleich der Summe dieser Einzelwiderstände

$$\frac{1}{\Lambda} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots\dots$$

Um Baustoff zu sparen, werden neuerdings vielfach Hohlräume in die Mauern eingebaut; auch für solche Mauern läßt sich das $\frac{1}{\Lambda}$ leicht berechnen. In einem solchen Hohlraume findet die Wärmeübertragung durch die Luft teils durch Leitung, teils durch Strömung, teils durch Strahlung statt. Man kann einen der Größe λ ganz analogen Begriff λ', die sogenannte »äquivalente Wärmeleitzahl« der Luftschicht einführen, d. h. die Wärmeleitzahl eines festen Stoffes, der bei gleicher Dicke dieselbe Wärmemenge übertragen würde, wie die Luftschicht. Diese Größe λ' läßt sich nach der Formel berechnen:

$$\lambda' = \lambda_L + c \cdot \delta' \cdot C,$$

worin λ_L eine von der Dicke δ' der Luftschicht abhängige Größe ist, welche die Wärmeübertragung durch Leitung und Strömung zum Ausdruck bringt; c ist eine Konstante, welche von der Temperatur abhängt, und endlich C berechenbar aus den Strahlungskonstanten der den Luftraum einschließenden Baustoffe. Sind mehrere Luftschichten von den Dicken δ_1', δ_2', ... und den äquivalenten Wärmeleitzahlen λ_1', λ_2', . . . vorhanden, so nimmt $\frac{1}{\Lambda}$ den allgemeinen Ausdruck an

$$\frac{1}{\Lambda} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_1'}{\lambda_1'} + \frac{\delta_2'}{\lambda_2'} + \dots$$

Für eine beliebig zusammengesetzte Wand ergibt sich somit für $\frac{1}{k}$ die folgende erweiterte Gleichung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{a_1} + \sum\frac{\delta}{\lambda} + \sum\frac{\delta'}{\lambda'} + \frac{1}{a_2},$$

worin die erste Summe über alle festen Schichten, die zweite über alle Luftschichten auszudehnen ist.

Für die üblichen Baustoffe sind die Werte von λ mit hinreichender Genauigkeit bekannt, und zwar wächst λ einerseits mit der Temperatur, anderseits mit dem Raumgewicht und der Feuchtigkeit. Leider liegen aus der Praxis noch wenig Angaben über die Feuchtigkeit von Mauern vor. Es wäre wünschenswert, wenn beim Abbruch von Gebäuden, z. B. für Ziegelmauern, die Feuchtigkeit möglichst systematisch bestimmt würde, damit man weiß, mit welcher Feuchtigkeit und daher mit welchem Werte von λ man Wärmedurchgangsberechnungen ausführen muß, je nachdem die Mauer im Innern des Gebäudes oder außen an der Wetterseite oder im Erdboden gelegen ist.

Versuche zur Bestimmung der Strahlungskonstanten von Baustoffen zum Zwecke der Berechnung der Größe *C* sind im Laboratorium für technische Physik bereits in Angriff genommen. Daß die von uns darüber bisher gemachten schätzungsweisen Annahmen dieser Konstanten nahezu das Richtige treffen, erhellt daraus, daß die für eine Anzahl neuer Mauerkonstruktionen berechneten Werte von *A* mit den beobachteten bis auf etwa 3 vH übereinstimmen. Es erscheint daher zulässig, für Wände, die aus Stoffen bekannter Wärmeleitzahl zusammengesetzt sind, die ziemlich zeitraubende und auch kostspielige experimentelle Bestimmung durch die rechnerische zu ersetzen.

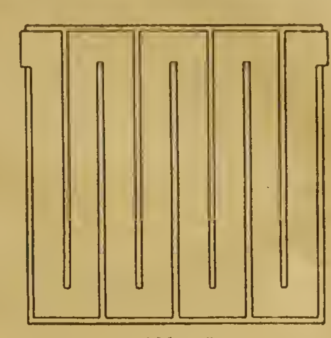
Nicht unerwähnt sei beiläufig noch, daß ganz allgemein der Wärmedurchgang durch eine Mauer, welche Hohlräume enthält, dadurch vermindert wird, daß man diese mit einem lose geschütteten Stoff ausfüllt, der jedoch sowohl trocken eingebracht als auch dauernd trocken erhalten bleiben muß.

Für den gewöhnlichen Hausbau sind derartige Bestimmungen von *A* erst neuerdings als Folge der herrschenden Kohlenknappheit in Aufnahme gekommen. Sie waren in der Kältetechnik schon seit langer Zeit in Gebrauch, da die Kälte zu ihrer Erzeugung die Anschaffung und dauernde Wartung besonderer Maschinen erfordert und daher vor Verlusten möglichst geschützt werden muß.

Mit Rücksicht auf die große wirtschaftliche Bedeutung, welche die Kälte- und Wärmeverluste durch die Wände, Fußböden und Decken unserer Räume haben, ist es wichtig, unter Umständen jeden beliebigen Teil der Begrenzungsfläche an Ort und Stelle auf seine Wärmedurchlässigkeit zu untersuchen. Mit einem hierfür eingerichteten Apparate würde man z. B. jederzeit kontrollieren können, ob der Wärmeschutz einer vielleicht schon vor längerer Zeit angebrachten Isolierung noch den ursprünglichen Wärmeschutz bietet oder durch Feuchtigkeitsaufnahme oder mechanische Einflüsse Schaden gelitten hat. Es wäre also eine dauernde wärmetechnische Kontrolle der Begrenzungswände möglich.

Anschließend an Versuche von K. Hencky[1]) hat E. Schmidt[2]) neuerdings einen solchen als »Wärmeflußmesser« bezeichneten Apparat konstruiert. Der Grundgedanke ist der folgende: An die Oberfläche der zu untersuchenden Wand wird eine kleine Platte aus einem Material bekannter, nicht zu kleiner Wärmeleitzahl angelegt. Sie muß so dünn und so klein sein, daß sie den Wärmedurchgang durch die Wand nicht merklich verändert. Die Platte bestehe z. B. aus Glas von 2 mm Dicke und habe 10×10 cm² Fläche. An der Stelle, wo diese kleine »Meßplatte« angelegt wird, durchfließt der Wärmestrom erst diese und dringt darauf in die Mauer ein. Er ruft daher an den beiden Oberflächen der Platte eine Temperaturdifferenz hervor, die nur bestimmt zu werden braucht, um aus der bekannten Dicke derselben und der Wärmeleitzahl ihres Materials den Wärmefluß angeben zu können.

Freilich müssen die Messungen sehr genau gemacht werden. Denn z. B. beim Anlegen an eine 25 cm starke Ziegelmauer, deren beide Oberflächen 25° Temperaturdifferenz gegeneinander haben, würde der Temperaturunterschied der beiden Oberflächen der Meßplatte nur 0,2° betragen, dabei aber bei einer verlangten Meßgenauigkeit von 1 vH auf $^1/_{500}{}^0$ genau gemessen werden müssen. Bei der hohen Entwicklung der elektrischen Meßtechnik ist dies mit Hilfe von elektrischen Temperaturmeßinstrumenten sehr wohl möglich.


Abb. 97.

Seien z. B. auf beiden Seiten der Meßplatte Widerstandsthermometer aus Nickelfolie (Abb. 97) angebracht, so erfahren sie infolge der mit dem Hindurchtreten des Wärmeflusses verbundenen Temperaturdifferenz der beiden Seiten eine Änderung ihres Widerstandsverhältnisses $A : a$ (Abb. 98), aus der jene Differenz mit der

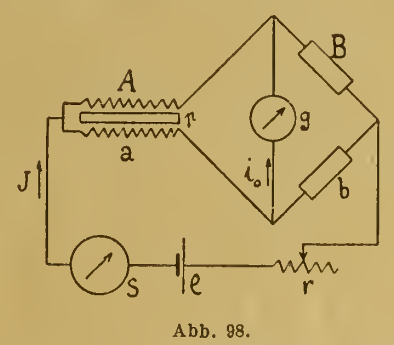


Abb. 98.

bekannten Schaltung der Wheatstoneschen Brücke bestimmt werden kann. Mit dem von E. Schmidt konstruierten Apparate ergab sich für eine aus Ziegeln bestehende Innenwand der Technischen Hochschule, die etwa 10 Jahre nach dem Errichten des Baues als normal trocken betrachtet werden kann, die Wärmeleitzahl $\lambda = 0{,}46$ kcal/mh °C. Dieser Wert steht in guter Übereinstimmung mit den Ergebnissen der an solchen Ziegelwänden nach anderen Methoden angestellten Beobachtungen.[1])

Besonders geeignet erscheint dieser Wärmeflußmesser zur Entscheidung der Frage, wie groß in einem Kühlraum die Kälteverluste in den Erdboden sind. Durch einfaches Auflegen des Wärmemessers auf den Fußboden eines auf konstanter tiefer Temperatur ge-

[1]) K. Hencky, »Ein einfaches praktisches Verfahren zur Bestimmung des Wärmeschutzes verschiedener Bauweisen«. Ges.-Ing. 1919, S. 469.

[2]) E. Schmidt, »Über einen Wärmeflußmesser«, Bayer. Ind.- u. Gew.-Blatt 1922, S. 31 (D. R. P. ang.).

[1]) Knoblauch, Raisch, Reiher, Die Wärmeleitzahl von Bau- und Isolierstoffen und die Wärmedurchlässigkeitszahl neuer Bauweisen«, Ges.-Ing. 1920, S. 617.

haltenen Kühlraumes kann der Verlust experimentell bestimmt werden.

Hierdurch kann die wichtige Frage beantwortet werden, ob es sich empfiehlt, den Fußboden eines solchen Kühlraumes mit einem Wärmeschutzstoff zu belegen. Die Wirtschaftlichkeit der Anbringung der Fußbodenisolierung ergibt sich unmittelbar aus dem Vergleich der Kosten der Isolierung mit denen der eingesparten Kälteverluste. Die Anstellung solcher Versuche in der Praxis würden für die Allgemeinheit in gleicher Weise von technischer wie wissenschaftlicher Bedeutung sein.

Eine weitere Quelle ziemlich beträchtlicher Wärmeverluste sind bekanntlich die Fenster. Sie sind durch zwei wesentlich verschiedene Ursachen bedingt, einerseits durch die Wärmedurchlässigkeit, andererseits durch die Luftdurchlässigkeit.

Während sich die ersten ziemlich genau feststellen und berechnen lassen, ist dies für die zweiten wegen der in der Praxis sehr verschieden großen Undichtigkeit der Fensterfugen sehr viel schwerer möglich.

Über die Wärme- und Luftdurchlässigkeit von Fenstern verschiedener Konstruktion liegen neuere Versuche von E. Raisch[1]) vor. Das eine Fenster war ein neues, nach den üblichen Begriffen gut schließendes Kastendoppelfenster gewöhnlicher Bauart. Der Glasabstand, d. h. die Stärke der Luftschicht zwischen den

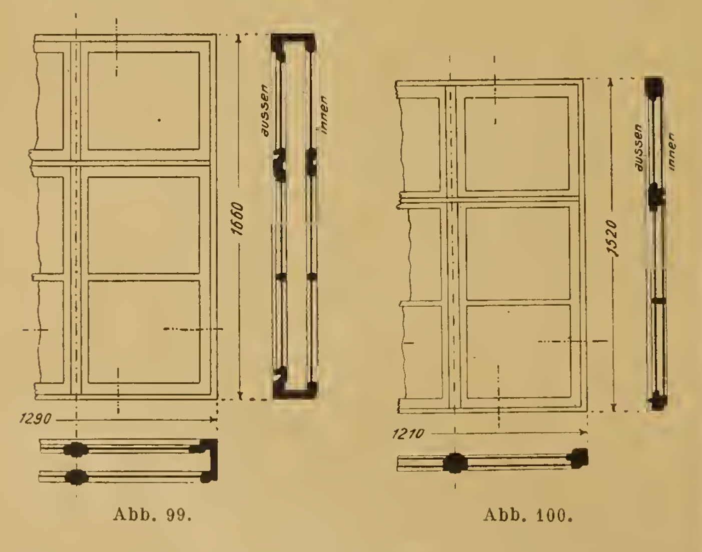


Abb. 99. Abb. 100.

Fensterscheiben war 13 cm (Abb. 99). Das zweite war eine Spezialkonstruktion eines Stockdoppelfensters mit doppelter Verglasung im einfachen Rahmen[2]) mit einem Scheibenabstand von 3,5 cm (Abb. 100). Bei dieser Konstruktion war neben guter Lichtdurchlässigkeit besondere Sorgfalt auf guten Abschluß der Fensterfugen gelegt worden. Um dies zu erreichen, waren letztere mit Ausnahme der mittleren Längsfugen durch geeignet angebrachte Filzstreifen abgedichtet worden.

Die beiden Fenster wurden nacheinander zur Durchführung der Versuche in die 2×2 m² große Wand eines kleinen Versuchshauses eingebaut, das vorher zur Bestimmung der Wärmedurchlässigkeit von Wänden benutzt worden war. Zur Bestimmung der Luftdurchlässigkeit war das Innere des Versuchshauses, soweit es aus Mauerwerk bestand, bis über den Putz am Fensterrahmen durch Bestreichung mit Teer luftdicht nach außen abgeschlossen. Der aus dem Inneren des kleinen Hauses durch das Fenster gedrückte Luftstrom wurde mittels eines Ventilators erzeugt und mit einem großen Gasometer gemessen.

Je nach der Größe des erzeugten Überdruckes ergaben die Versuche die Luftdurchlässigkeit unter Verhältnissen, die einem Windanfall oder der natürlichen Ventilation entsprechen. Letztere entwickelt sich bekanntlich folgendermaßen:

Sei etwa in der Mitte der Außenwand eines geheizten Zimmers eine Öffnung nach der kälteren Außenluft, so ist in dieser Horizontalebene der Luftdruck im Zimmer ebenso groß wie außerhalb; hier liegt die sog. »neutrale Zone«. Da nun das spezifische Gewicht der Luft mit zunehmender Temperatur kleiner wird, so nimmt der Luftdruck oberhalb der neutralen Zone im Innern des Zimmers langsamer nach oben ab als außen. D. h. es besteht eine Druckdifferenz zwischen der Innen- und Außenluft, welche die Zimmerluft oberhalb der neutralen Zone nach außen drängt, während unterhalb derselben die Außenluft bestrebt ist, in das Zimmer einzudringen. Bei nicht völlig luftdichtem Abschluß der Begrenzung des Raumes, z. B. der Fenster, wird also eine Luftbewegung und damit ein Wärmeverlust eintreten, indem oben beständig warme Raumluft aus- und unten kalte Außenluft eintritt, welch letztere zu ihrer Erwärmung einen Teil des Heizmaterials verbraucht.

Entsprechend liegen die Verhältnisse in einem Kühlraum, bei dem oberhalb der neutralen Zone warme Luft eintritt und unten Kälte verloren geht.

Durch die Versuche von E. Raisch wird erneut bewiesen, daß die Einfachfenster ganz bedeutend größere Wärmeverluste hervorrufen als die Doppelfenster. Die Verwendung der ersteren ist also sowohl bei beheizten Zimmern wie bei Kühlräumen möglichst zu vermeiden. Die durch Doppelfenster zu erreichende Verminderung der Verluste ist wesentlich von der Luftdurchlässigkeit abhängig. Bei vollkommener Luftundurchlässigkeit würde zwar das untersuchte »Stockfenster« infolge der Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenluft allein etwas mehr Wärme durchlassen als das Kastenfenster. Dies erklärt sich daraus, daß bei ersteren die Luftschicht zwischen den Doppelfenstern geringer ist.

Schon infolge der natürlichen Konvektion kehrte sich dieses Verhältnis bei den untersuchten 2 Fenstern um. Der Vorteil der geringen Luftdurchlässigkeit des Stockfensters trat besonders bei Windanfall hervor, wo die Wärmeverluste ganz wesentlich vonein-

[1]) E. Raisch, »Die Wärme- und Luftdurchlässigkeit von Fenstern verschiedener Konstruktion«, Ges.-Ing. 1922, S. 99.

[2]) Deutsches Reichspatent des Architekten J. Lang, Pasing bei München.

ander abwichen und sich für das Stock- und das Kastenfenster z. B. bei 20° Temperaturdifferenz und einem Winddruck von 1,5 mm Wassersäule, entsprechend einer Windgeschwindigkeit von 4,2 m/s, etwa wie 1:1,6 verhielten.

Bei den Doppelfenstern ist somit besonderer Wert auf gute Fugendichtung zu legen, wobei auch Fenster mit geringerem Glasabstand gegenüber den bis jetzt meist gebrauchten Arten mit Vorteil verwendet werden können.[1])

Außer hinsichtlich der Wärme- und Luftdurchlässigkeit kann man die Fenster auch bezüglich ihrer Lichtdurchlässigkeit begutachten. Wie wenig dies im allgemeinen beachtet wird, erkennt man unmittelbar durch den Augenschein, wenn man ein gewöhnliches Fenster darauf ansieht, wie viel Licht, das durch die Maueröffnung eintreten könnte, durch den Fensterrahmen und die Fensterkreuze abgehalten wird. Da die Wärmeverluste durch Doppelfenster nach den erwähnten Versuchen von Raisch bis 5 mal so groß sind wie durch ein ebenso großes Stück der Außenmauer, so liegt es im Interesse der Wärmeersparnis, die Zahl und Größe der Fenster möglichst niedrig zu halten. Damit dies jedoch nicht auf Kosten einer ausreichenden Lichtzufuhr geschieht, ist es notwendig, sich ein Urteil über die durch die Fenster eintretende Lichtmenge zu bilden. Zum Vergleiche denke man sich in einer unendlich dünnen Wand eine Öffnung, welche bei gleicher Außenbeleuchtung ebensoviel Licht in den Innenraum eintreten läßt wie das fragliche Fenster. Alsdann bildet die Größe dieser Öffnung, die als »wirksame Fensterfläche« bezeichnet werden kann, einen Maßstab für die Lichtdurchlässigkeit des Fensters. Berechnungen von H. Hausen[2]) haben nun folgendes ergeben:

	Kastenfenster	Stockfenster
Gesamte Fläche des Fensters (inneres Putzmaß)	2,148 m²	1,839 m²
Wirksame Fensterfläche . . .	0,6822 »	0,8540 «

Obgleich also das Stockdoppelfenster eine kleinere Gesamtfläche hat als das Kastendoppelfenster, ist doch seine wirksame Fensterfläche, also die von ihm durchgelassene Lichtmenge, um etwa 25 vH größer als die des größeren Kastenfensters.

Durch günstige Ausbildung der Fensterkonstruktion kann also die Gesamtfläche des Fensters wesentlich verkleinert werden, ohne die Helligkeit des Innenraumes zu beeinträchtigen. Eine solche Verkleinerung bedeutet aber gleichzeitig eine wesentliche Wärmeersparnis.[1])

Meine Herren! Ob und inwieweit ich Ihnen nur Bekanntes vorgetragen habe, entzieht sich meinem Urteil. Es war mein Wunsch, Ihnen einen Einblick zu geben in die Fragen, die uns in unserem Laboratorium für technische Physik in letzter Zeit beschäftigt haben und in die Art, wie wir sie zu beantworten bemüht sind. Gemäß dem Spruche »Wer vieles bringt, wird manchem etwas bringen«, hoffe ich doch, diesem oder jenem von Ihnen eine Anregung gegeben zu haben, die er vielleicht in seiner praktischen Tätigkeit verwerten kann zur Erzielung wissenschaftlicher, technischer und nicht zuletzt auch wirtschaftlicher Fortschritte.

Maschinell gekühlte Eisenbahnwagen.

Von Dipl.-Ing. M. Hirsch, Beratender Ingenieur V. B. I., Frankfurt a. M.

Für die Bewegung leicht verderblicher Lebensmittel in größtem Maßstabe dienen Überseedampfer, die entweder für diesen Zweck allein als Sondertypen gebaut sind oder daneben gewöhnliche Güter befördern. Die Kältetechnik hat sich frühzeitig auf dieses Problem geworfen und zurzeit Lösungen gefunden, die in jeder Richtung befriedigen, und daher in gewissem Sinne als abgeschlossen angesehen werden können. Das gleiche gilt für die Proviantkühleinrichtungen der großen Personendampfer, bei denen allmählich bestimmte Bauarten sich bewährt haben und typisch geworden sind. Die Einrichtung von Leichtern zu Sonderschiffen für Kühltransporte von gefrorenem Fleisch folgte den bestehenden Vorbildern der allgemeinen Schiffskühlung und konnte daher eine kurze Entwicklung bis zu befriedigenden Lösungen nehmen.

Ganz anders steht es mit der Frage der maschinellen Waggonkühlung. Seit Jahrzehnten arbeitet die Fachwelt an deren Lösung, und es wäre verfrüht, in irgendeiner bestehenden Ausführungsform Endgültiges sehen zu wollen. Die wirtschaftlichen Bedürfnisse für den maschinell gekühlten Waggon sind keineswegs gleichlaufend mit denen für den Kühlwaggon überhaupt. Darauf ist es zurückzuführen, daß in den Vereinigten Staaten, die über den weitaus größten Park von Kühlwaggons verfügen, man von maschinell gekühlten Waggons am allerwenigsten gehört hat. Drüben handelt es sich bei den Transporten quer durch das Land um die Überführung verderblicher Lebensmittel vom Westen nach der Ostküste. Lange Strecken in einem einfach gegliederten Eisenbahnnetz sind zu überwinden. Dem

---

[1]) Bei Neubauten ist besonders darauf zu achten, daß die Fenster nicht zu lange Zeit ununterbrochen offen stehen und durch Aufnahme von Baufeuchtigkeit so stark aufquellen, daß sie nicht mehr geschlossen werden können. Eindringlich ist davor zu warnen, solche Fenster durch Abhobeln wieder verschließbar zu machen, da sie dann später, wenn das Holz wieder zusammen getrocknet ist, weit klaffende Fugen zeigen müssen.

[2]) H. Hausen, »Die Lichtdurchlässigkeit von Doppelfenstern«, Z. f. techn. Phys. 1922. S. 173.

[1]) Den Schluß des Vortrages bildete eine kurze Besprechung der vom Deutschen Kälte-Verein angeregten und von W. Koch ausgeführten Bestimmung der spezifischen Wärme der Lösungen von Kalziumchlorid und Magnesiumchlorid für mittlere und tiefe Temperaturen (vgl. Zs. f. d. ges. Kälte-Ind. 1922, S. 37). Die entsprechenden spezifischen Volumina und damit die spezifischen Wärmen für die Volumeneinheit sollen demnächst noch festgestellt werden.

hat die amerikanische Kühltechnik Rechnung getragen, indem sie längs der Fahrtstrecke in mustergültiger Organisation Beeisungsstationen schuf, die in gewissen Abständen die Versorgung der eisgekühlten Waggons ohne großen Zeitaufenthalt sichern, außerdem die bekannten Vorkühlanlagen, mittels deren der mit Kühlgut beladene Waggon vor dem Abgang energisch durchgekühlt wird. Ähnliche Verhältnisse lagen in Europa in der Vorkriegszeit nur in Rußland vor, wo die transsibirische Eisenbahn für die Transporte von Lebensmitteln in der Richtung vom Osten nach Westen in Betracht kam, und sich der Transportdienst von Kühlgut lebhaft zu entwickeln begann. Daß man hierbei nicht von vornherein den gleichen Weg ging, den die Vereinigten Staaten eingeschlagen haben, lag wohl in Gründen der Sparsamkeit und weniger entwickelter Organisation. Im übrigen Europa besteht ein außerordentlich stark untergliedertes Eisenbahnnetz und ein Vielfaches von Wegemöglichkeiten, so daß bis heute von einer Organisation, Kühltransporte mit Eis oder Vorkühlmöglichkeit in einem geschlossenen System zu versorgen, kaum gesprochen, geschweige denn irgendwelche ernste Schritte zur Verwirklichung getan wurden. Man darf bezweifeln, ob dieser Weg überhaupt für Europa in Betracht kommt, und kann behaupten, daß der von stationären Kälteanlagen unabhängige maschinell gekühlte Waggon bzw. Zug für die mannigfaltigen Möglichkeiten, die hier vorliegen, die richtige Lösung abgibt. In besonderem Maße ist dies solange der Fall, als, wie gegenwärtig, die wirtschaftlichen Verhältnisse unausgeglichen sind, und Länder heute als Überschußgebiete für die Abgabe von Lebensmitteln in Frage kommen, während sie über kurz oder lang auf Ersatzeinfuhr angewiesen sind. Für derartige Verhältnisse stellt der maschinell gekühlte Waggon oder Zug ein unabhängiges Bewegungsmittel dar, das nur daran gebunden ist, überall Betriebsstoff fassen zu können, eine Bedingung, die leicht zu erfüllen ist. Der Wirkungsradius ist für sie praktisch unbegrenzt und ebenso die wirtschaftlichen Möglichkeiten, die sich daraus ergeben.

Es kann sich hier nicht darum handeln, die Entwicklung des maschinell gekühlten Waggons in den Einzelstadien zu verfolgen. In allen europäischen Ländern ist an dem Problem gearbeitet worden, in allen wird noch daran gearbeitet, jahrzehntelange Erfahrungen liegen nirgends vor. Ich glaube mich daher darauf beschränken zu sollen, wenige typische Ausführungsformen zu behandeln und die Gesichtspunkte zu entwickeln, die bei maschinell gekühlten Waggons zu beachten sind.

Als erste Einschränkung tritt hier die Begrenzung des verfügbaren Raumes und der Belastungsfähigkeit des Unterbaus auf. Wenn bei Schiffskühlanlagen, und in gewissem Sinne auch bei stationären, der Frage der Gewichts- und Raumbeschränkung eine bestimmte Bedeutung zukommt, wird diese für Waggonkühlung fast ausschlaggebend. Es ist daher verfehlt, wenn versucht wird, eine stationäre Anlage mit langsam laufendem, schwerem Verdichter, voluminösen Apparaten mit großem Flüssigkeitsinhalt in einen Waggon hineinzuzwängen, und das Ganze eine Waggonkühlanlage zu nennen. Nachdem der schnell laufende Verdichter zum anerkannten Typ geworden ist und die Bedenken, die bei seinem ersten Auftauchen voreilig geäußert wurden, verstummt sind, kann er als die für einen maschinell gekühlten Waggon allein in Betracht kommende Bauart bezeichnet werden. Das gleiche gilt für den Antriebsmotor, der beispielsweise in der Ausbildung als schnell laufender, kompressorloser Dieselmotor den technischen und wirtschaftlichen Verhältnissen gerecht zu werden scheint. Bei den Apparaten ist das Eigengewicht in leerem Zustande weniger maßgebend als das durch die Formengebung bedingte Flüssigkeitsgewicht im Betrieb. Doppelröhrenapparate mit kleinen Rohrdurchmessern ergeben eine bestimmte Kühlfläche bei geringstem Inhalt. Für die Bemessung der Apparategröße sind keineswegs die gleichen Gesichtspunkte maßgebend, wie für Landanlagen. Reichlich bemessene Apparate ergeben große Eigengewichte, führen aber infolge der wirtschaftlicheren Arbeitsweise zu einer Verringerung des für eine bestimmte Zeit mitzuführenden Betriebsstoffgewichts. Es ist im einzelnen Falle Sache des Entwurfs, die Lösung zu finden, bei der das Gesamtgewicht von Apparaten und mitzuführendem Betriebsstoff gering wird, wobei selbstverständlich auch die Betriebskostenfrage eine Rolle spielt und Verhältnisse verbietet, bei denen mit der Beschneidung der Apparategröße auf Kosten des Betriebsstoffverbrauchs zu weit gegangen wird.

Was das Kältemedium betrifft, so herrschen Ammoniakanlagen bei weitem vor. Der Grund liegt wohl darin, daß die Unannehmlichkeiten bei Undichtheiten wegen der guten Lüftungsmöglichkeit geringer sind als beispielsweise bei Schiffskühlanlagen, sowie darin, daß mit Kühlwasser aufs äußerste gespart werden muß, und sich infolgedessen Verflüssigungstemperaturen ergeben, bei denen Kohlensäuremaschinen besonders unwirtschaftlich arbeiten würden.

Für den Verflüssiger kommt nur reine Verdunstungskühlung in Betracht. Damit werden die Arbeitsverhältnisse in erster Linie abhängig von den Bedingungen der äußeren Atmosphäre. Die Verflüssigungstemperatur kann nie tiefer liegen, als der Anzeige eines in der Außenluft bewegten feuchten Thermometers entspricht. Um diese untere Temperaturgrenze möglichst zu erreichen, sind künstliche Mittel erforderlich, die darauf hinauslaufen, das umlaufende Kühlwasser gründlich zu lüften, also auf eine feine Verteilung und, eventuell durch Ventilator erzwungene, gründliche Durchmischung von Luft und Wasser. Der in der Regel als Verbrennungsmaschine ausgebildete Antriebsmotor erfordert auch seinerseits Wasser für die Zylinderkühlung. Bei stationären Anlagen würde es sich von selbst ergeben, hierbei dem Verflüssiger der Kälteanlage eine Zusatzwassermenge zuzuführen, die sich aus der Summe

der verdunstenden Menge und der für die Motorkühlung benötigten Menge ergibt, also das Motorkühlwasser zunächst dem Verflüssiger zuzuführen und für die Unterkühlung des Kältemediums auszunutzen. Bei einer Waggonkühlanlage erscheint es angebrachter, den Kreislauf in beiden Fällen nicht zu verbinden, und dem Motor einen besonderen Wasserkühler zu geben, der als Verdunstungskühler unter dem Einfluß der durchgetriebenen äußeren Luft arbeitet. Der gesamte Kühlwasserverbrauch ist in diesem Falle wesentlich niedriger als bei Verbindung der beiden Kreisläufe, außerdem der Betrieb von Motor und Kälteanlage weniger abhängig voneinander. Es liegt nahe, und im nachstehenden wird auch ein bestimmter Ausführungsfall erwähnt werden, die Wasserkühlung vollkommen entbehrlich zu machen und durch forcierte Luftkühlung zu ersetzen. Bedingung hierfür ist eine weitgehende Vergrößerung der Kühlflächen des Verflüssigers bzw. der Ausstrahlflächen der Motorzylinder. Ob die hieraus folgende Vermehrung des toten Gewichts und der infolge höheren Verflüssigungsdrucks vergrößerten Betriebsstoffmenge kleiner ist als das Gewicht des wegfallenden Wasserbalasts, hängt davon ab, für welche größte Betriebszeit Betriebsstoff mitgeführt werden muß, und ist daher nur nach Maßgabe der örtlichen Verhältnisse im einzelnen Falle zu entscheiden. Immerhin ist darauf hinzuweisen, daß eine technische Schwierigkeit, von der Kühlwasseranwendung vollkommen abzusehen, nicht besteht.

Als eines der obersten Gesetze ist die Sicherheit der Bedienungsmannschaft zu beachten. Für Betriebsstoff des Antriebsmotors wird im allgemeinen durch die Behörde eine Sicherung der Betriebsstoffbehälter und -zuführungsleitungen vorgeschrieben, wenn es sich um Treiböle von niedrigem Flammpunkt handelt. Diese Sicherung erfolgt in bekannter Weise dadurch, daß Behälter und Leitungen unter Kohlensäuredruck stehen und durch bestimmte Konstruktionen dafür gesorgt wird, daß bei Undichtheit oder Bruch der Betrieb von selbst stillgesetzt wird. Bezüglich der Kälteanlage liegt die Hauptgefahr in dem Verflüssiger mit seinem verhältnismäßig großen Inhalt an Kältestoff. Ihr kann leicht dadurch begegnet werden, daß der Verflüssiger außerhalb des eigentlichen Maschinenraums angeordnet wird, etwa an der Längsseite des Maschinenwagens mit Lüftung nach der freien Atmosphäre. Ähnliche Anordnung ist auch für den Verdampfer möglich. Ebenso besteht keine Schwierigkeit, die Leitungen so anzuordnen, daß ein eventueller Bruch derselben die Bedienung nicht gefährdet. Will man mit der Sicherung bis zum Ende gehen, so mögen Zylinder und diejenigen Teile, die ohne Zwang nicht außerhalb des Maschinenraums gelegt werden können, mit einem Panzermantel, die Rohre mit einem Schutzrohr versehen werden, wobei der Zwischenraum nach außen zu entlüften ist. Durch besonders sorgfältige Prüfung der kältestofführenden Teile, reichliche Bemessung der Wandstärken kann jedoch auf diese Sondermaßnahme im allgemeinen verzichtet werden. Allerdings ist alsdann zu verlangen, daß der Verdichter ein zuverlässiges Sicherheitsventil erhält mit Umführungsleitung nach der Saugleitung, und daß ein zweites, auf einen etwas höheren Druck einzustellendes Sicherheitsventil auf der Druckseite angebracht wird, das ins Freie abbläst, wenn im Gefahrfalle das erst erwähnte Sicherheitsventil versagt. Zur Erleichterung der Bedienung sind sämtliche Kontrollinstrumente an einer Stelle zu vereinigen, so daß der Maschinist Drücke und Temperaturen des Kältestoffs sowie der mittelbaren Kälteträger gleichzeitig mit den Mengenanzeigern für Kühlwasser und Betriebsstoffvorrat beobachten kann. Die Einrichtung eines Bordbuches mit halbstündigen Eintragungen, zu deren Feststellung ein Rundgang im ganzen Maschinenwagen erforderlich ist, wird sich stets empfehlen, um die Aufmerksamkeit der Bedienung wachzuhalten.

Die Besonderheit des Betriebes verlangt eine gleichmäßige Gewichtsverteilung von Maschinen und Apparaten über die gesamte verfügbare Grundfläche. Wird hiergegen verstoßen, so ergibt sich eine ungleichmäßige Belastung der einzelnen Fahrräder und ein ungünstiges Verhalten während der Fahrt. Nicht zu vergessen ist, daß der gefederte Waggon eine bestimmte Eigenschwingungszahl besitzt, und daß schädliche oder gefährliche Schwingungen zu befürchten sind, wenn die Drehzahl der Maschinen mit dieser Eigenschwingungszahl zusammen Resonnanz bildet. Liegt dieser Fall vor, so schafft im allgemeinen sowohl eine Erhöhung als auch eine Verminderung der Drehzahl Abhilfe. Diese Änderungsmöglichkeit ist daher in jedem einzelnen Falle vorzusehen.

Die Befürchtung, daß das zeitweise Schrägliegen des Wagengestells in Kurven oder Steigungen für die Übertragungsmittel, Riemen u. dgl. besondere Maßnahmen verlangt oder wegen der Veränderung der Flüssigkeitsspiegel in den Apparaten die normale Arbeitsweise in Frage stellt, hat sich im Betrieb nicht bestätigt. In dieser Beziehung scheint der Unterschied zwischen der fahrbaren und stationären Anlage größer zu sein, als er in Wirklichkeit sich ergibt.

Bei der Befestigung von Maschinen und Apparaten kann die Sicherheit nicht hoch genug gewählt werden, denn erfahrungsgemäß schützen auch äußere Kennzeichen nicht gegen gelegentliches unsanftes Rangieren; außerdem muß stets mit der Möglichkeit einer Kollision gerechnet werden, bei der die Anlage nicht auseinandergerissen werden darf. Diese Vorschrift bezieht sich insbesondere auch auf die Rohrleitungen, deren Massenwirkung bei plötzlicher Verzögerung durch zuverlässige Verbindungen aufzunehmen ist.

Bezüglich des Kühlverfahrens ist zu unterscheiden zwischen Einzelwaggons mit einer Kältemaschine nur für den Waggon selbst und Maschinenkühlzügen, bei denen von einem besonderen Kühlmaschinenwagen als Zentrale mehrere Anhänger mit Kälte versorgt werden. Im ersten ist unmittelbare Kühlung am Platze, denn die Gefahren für das Kühlgut durch Undichtheiten der

Kühlsysteme lassen sich auf ein Mindestmaß herabsetzen. Bei Maschinenkühlzügen dagegen würde dieses Verfahren bedingen, eine Verbindung zwischen dem Maschinenwagen und den Anhängern und diesen untereinander zu schaffen, durch die der Kältestoff selbst umläuft. Da es sich hierbei um elastische Verbindungen handelt, sind die Bedenken hiergegen so gewichtig, daß die unmittelbare Kühlung für die Maschinenkühlzüge vollkommen ausscheiden dürfte. Für sie kommt daher mittelbare Kühlung in Betracht, sei es, daß die Kälteübertragung vom Maschinenwagen auf die Anhänger durch Sole oder gekühlte Luft erfolgt. Im ersten Falle nimmt der Maschinenwagen einen Soleverdampfer, im zweiten einen Luftkühler auf, der zweckmäßig mit unmittelbarer Verdampfung arbeitet. Welchem der beiden Verfahren der Vorzug zu geben ist, kann nicht mit einem Wort entschieden werden. Vorteile und Nachteile stehen sich hier genau wie bei stationären Anlagen gegenüber, und es ist eine Frage des konstruktiven Geschicks, für dasjenige Verfahren, das gewählt wird, die glücklichste Ausführungsform zu finden. Es ist durchaus nicht gesagt, daß die Solekühlung ein größeres totes Gewicht ergibt als die Luftkühlung, wenn für erstere dünnwandige Rohre von kleinem Durchmesser angewandt und in geschickter Weise angeordnet werden. Die Verbindungskupplungen zwischen den einzelnen Waggons sind in beiden Fällen grundsätzlich verschieden, worauf später zurückzukommen sein wird.

Bei Maschinenkühlzügen wird man zweckmäßig davon ausgehen, die Tragfähigkeit des Maschinenwagens auszunutzen, in denselben also eine Anlage von einer möglichst großen Leistung unterzubringen. Bei einem vierachsigen Wagen stellt alsdann eine Leistung in der Größenordnung von etwa 200000 WEh die obere Grenze dar, bei der Zugänglichkeit und Betriebssicherheit noch in vollem Maße gewahrt bleiben, denn auf beide ist allergrößtes Gewicht zu legen, da die Bedienung auf keinen Fall durch ein zu weitgehendes Zugeständnis an den besonderen Betrieb gefährdet werden darf. Als nächstes drängt sich die Frage auf, wieviel Anhänger von solch einer Kälteanlage versorgt werden können, d. h. die Frage nach dem Kältebedarf der Anhänger überhaupt. Versuche an stationären isolierten Waggons liegen vor. Sie sagen nichts wesentlich Neues und bestätigen die bei Landanlagen üblichen Rechnungsverfahren. Es ist jedoch durchaus fehlerhaft, sie auf den im allgemeinen fahrenden Kühlwaggon zu übertragen. Da dessen Baumaterial Holz ist und die Türen sowie eventuell andere Öffnungen einen verhältnismäßig großen Anteil der Oberfläche ausmachen, ist der Einfluß des Windanfalls recht erheblich und darf keinesfalls vernachlässigt werden. Auch bei sorgfältigster Durchbildung der Türen und bester beiderseitiger Verschalung wird man den Kältebedarf des fahrenden Waggons etwa gleich dem doppelten der sich rechnerisch ergebenden Zahl ansetzen müssen. Gute Isolierung vorausgesetzt, ergibt sich hieraus das Bild eines Maschinenkühlzuges, bei dem für durchschnittliche Verhältnisse hinter etwa 20 Achsen ein Maschinenwagen, nach weiteren 40 Achsen ein zweiter Maschinenwagen folgt, dem sich zum Schluß 20 Achsen anschließen, wobei die Maschinenwagen nach beiden Seiten arbeiten. Es ist selbstverständlich, daß die genauen Verhältnisse durch Isolierung, Temperaturen und anderes bestimmt sind, und die Anzahl der auf jeden Maschinenwagen entfallenden Anhänger um so kleiner wird, je tiefer die geforderten Temperaturen liegen. Besonders vollkommene Verhältnisse ergibt ein Maschinenkühlzug, der, wie vorbeschrieben, zwei Maschinenwagen enthält, wenn beim Arbeiten beider gleichzeitig nur Tagesbetrieb erforderlich ist, also ein einzelner genügt, um notfalls den ganzen Zug bei durchgehendem Arbeiten zu versorgen.

Für die Schaltung der einzelnen Anhänger können dieselben als Einzelkammern eines fahrenden Kühlhauses betrachtet werden, die naturgemäß alle parallel zu schalten sind. Es ist nicht zu übersehen, daß demgegenüber Hintereinanderschaltung eine wesentliche Vereinfachung in der Kälteverteilung ergeben kann, und dann in Betracht kommt, wenn es sich um einheitliche Transporte handelt. Bei der Hintereinanderschaltung strömt der mittelbare Kälteträger zwangläufig durch alle Anhänger, während bei der Parallelschaltung die Einfügung von irgendwelchen Drosselvorrichtungen nicht zu umgehen ist. Bei der Hintereinanderschaltung wird zweckmäßig der Kälteträger zunächst dem entferntesten Anhänger zugeführt und von diesem durch die einzelnen Zwischenwaggons nach dem Maschinenwagen zurückgeleitet. Die Temperaturunterschiede, die sich hierbei für die einzelnen Wagen ergeben, sind als notwendiges Übel dieser Schaltung anzusehen und lassen sie nur dann in Betracht kommen, wenn geringe Temperaturschwankungen zugelassen werden können.



Abb. 101. Kühlzug (Eisenbahnwagen mit Kühlmaschine und Apparaten).

Drei Beispiele von ausgeführten Waggonkühlanlagen mögen zeigen, wie die erwähnten Gesichtspunkte in Wirklichkeit umzusetzen sind. Der in Abb. 101 dargestellte Kühlzug nach den Entwürfen der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen ist in der Literatur bereits

bekannt. Ein vierachsiger Maschinenwagen (Abb. 102) nimmt eine Kälteanlage von 25000 WEh auf, die auf einen Soleverdampfer arbeitet. Der Verdichter ist als Zwillingsgruppe ausgebildet und mit dem antreibenden Petroleummotor unmittelbar gekuppelt, während die

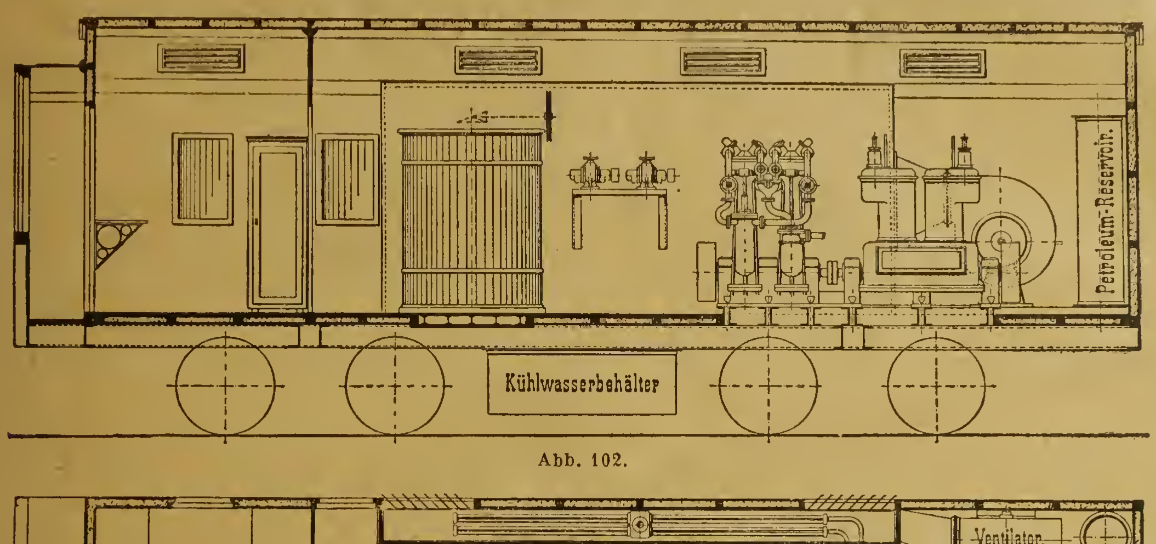


Abb. 102.

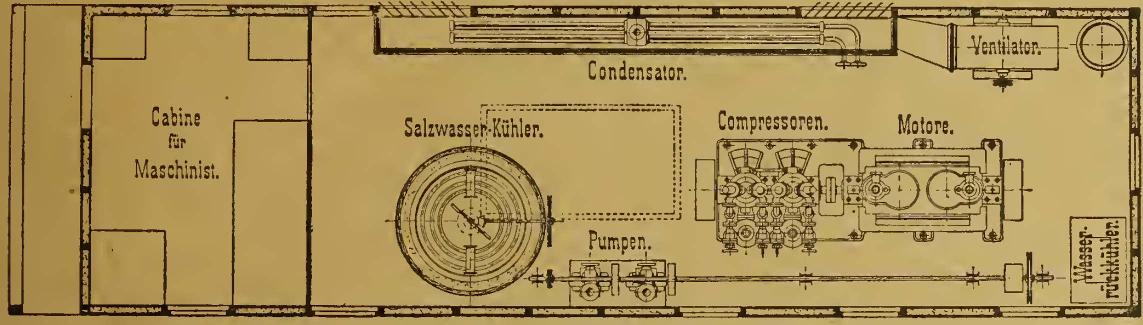


Abb. 103. Maschinenkühlwagen der Ges. für Lindes Eismaschinen.

Umlaufpumpen für Kühlwasser und Sole durch eine Transmission angetrieben werden. Von ihr wird auch die Antriebskraft für das Verdampferrührwerk und für den Ventilator abgeleitet, der den Luftumlauf über den Berieselungsverflüssiger vermittelt. Die Abgrenzung des Verflüssigers von dem Maschinenraum ist eine vollkommene. Mit der Außenluft steht er durch Jalousien in Verbindung. Die Anlage war nach Mitteilung der Gesellschaft für Lindes Eismaschinen in Rußland in Betrieb und bestand außer dem Maschinenwagen aus je drei beiderseits anschließenden, isolierten Anhängern von 10 t Tragfähigkeit. In den Anhängern waren schmiedeeiserne Rippenrohre angebracht und mit der Solehauptleitung durch Metallschläuche zwischen den einzelnen Wagen gekuppelt. Die Probefahrt dieses Kühlzuges fand im Juli 1903 von Kurgan nach Riga statt. Die Außentemperatur betrug damals im Tagesmaximum 32,5°, im Nachtminimum 8,8°. Während der zwölftägigen Fahrtdauer war die Anlage durchschnittlich 10 h pro Tag in Betrieb. An Betriebsstoff wurden für die ganze Fahrt etwa 900 kg Petroleum und etwa 10 m³ Wasser verbraucht. Das Kühlgut bestand aus Butter in Fässern, die bei einer Temperatur der Butter zwischen 8 und 17° eingebracht waren. Nach der Anzeige der Thermographen betrug die Innentemperatur der Anhänger während der Fahrt 2 bis 4° C. Beim Eintreffen am Ziel hatte die Butter eine Temperatur von 4° angenommen und befand sich in einwandsfreier Beschaffenheit. Gleichzeitig mit dem eigentlichen Kühlwagen fuhren eine Reihe von mit Eis, Sole und anders gekühlte Wagen, um einen Vergleich der verschiedenen Systeme zu gewinnen. Eine nicht beabsichtigte Probe erfuhr die Anlage am zweiten Tage der Fahrt durch eine Explosion auf der Lokomotive, die zur Entgleisung und Zertrümmerung einiger Wagen führte, während die Teile des eigentlichen Kühlzuges keine Schädigung erfuhren (Abb. 103).

Bei dem maschinell gekühlten Einzelwaggon macht der Antrieb insofern besondere Sorge, als ein Verbrennungsmotor die Mitreise eines Bedienungsmannes fast unumgänglich macht. Um hiervon frei zu werden, hat die



Abb. 104. Maschinenkühlwagen A. Freundlich.

Maschinenfabrik A. Freundlich kurz vor Kriegsausbruch den in Abb. 104 dargestellten Typ entworfen und ausgeführt, bei dem der Antrieb des Verdichters durch die Wagenachse erfolgt. Hiermit wird der Betrieb der Kälteanlage abhängig von Stillstand oder Fahrt des Waggons selbst sowie von dessen wechselnder Fahrtgeschwindig-

keit. Diesen Bedingungen ist die Ausführung gerecht geworden, dadurch, daß von vornherein in Betracht gezogen war, daß zeitweise der als Rohrschlange ausgebildete Verdampfer die gesamte Füllung von Kältestoff aufnahm. Um eine Gefährdung des Verdichters hierdurch zu vermeiden, wurde hoch auf dem Wagendach ein Abscheidebehälter angeordnet und in die Saugleitung eingeschaltet. Der Verflüssiger war als Rippenrohrsystem ausgebildet und auf dem Wagendach angeordnet, um ohne Wasser durch den Luftzug während der Fahrt allein gekühlt zu werden. Selbstverständlich wurde die Maschine stark genug gebaut, um dem sich hierbei ergebenden Verflüssigungsdruck zu widerstehen. Die Anlage war dazu bestimmt, den Durchgangstransport von gefrorenem Fleisch von Holland via Deutschland nach der Schweiz zu ermöglichen. Die aussichtsreichen Versuche mit der Anlage wurden durch Beginn des Weltkriegs plötzlich unterbrochen.

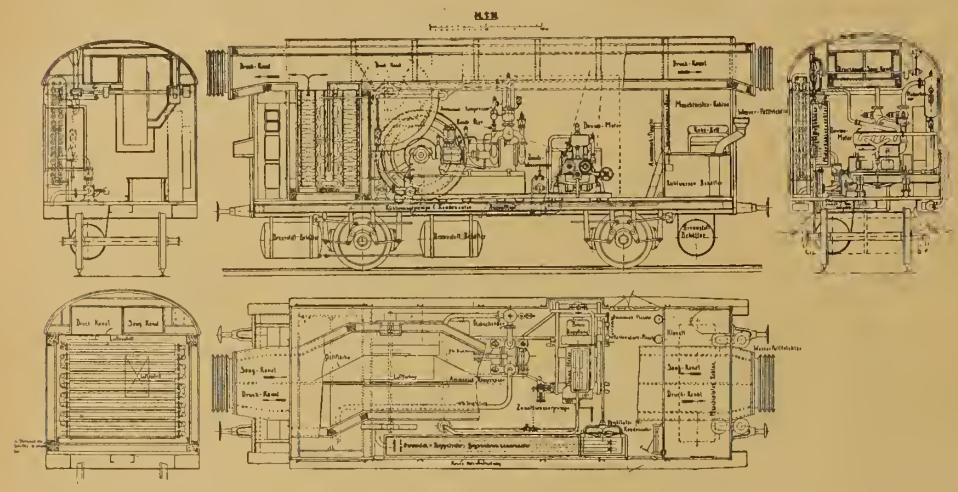


Abb. 105. Maschinenwagen mit Luftkühler der Kühltransit A.-G.

Während die beschrieben Anlagen dadurch ins Leben gerufen wurden, daß ein bestimmtes Bedürfnis vorlag, mit dem der Verbraucher an den Fabrikanten herantrat, liegen die Verhältnisse bei den Kühlzügen der Kühltransit-Akt.-Ges., über die im nachstehenden zu sprechen sein wird, anders. Die Firma betreibt als besonderes Geschäft die Erbauung und Verleihung von Maschinenkühlzügen. Sie hat also ein Interesse daran, den Bedarf überall, wo denkbar, zu wecken. Bei dem Entwurf der Anlagen und der Durchführung der Versuche fiel dem Verfasser die Rolle des beratenden Ingenieurs zu. Die Ausführung der Kältemaschinen geschah durch die Maschinenfabrik Germania. Bei Betrachtung der Abb. 105, die einen Maschinenwagen für Luftkühlung darstellt, fallen zunächst keine epochemachenden Einzelheiten ins Auge. Ein liegender, kurzhübiger Verdichter mit beschleunigter Tourenzahl wird durch die mit Reibungskupplung verbundene Riemenscheibe eines Benzolmotors angetrieben, an dessen Stelle aus wirtschaftlichen Gründen bei den neuesten Ausführungen kompressorlose Dieselmotoren treten. Die Anlage besitzt eine Leistung von etwa 75000 WEh. Der Verflüssiger ist als Doppelröhrenapparat mit äußerer Zusatzberieselung ausgebildet. Für die Rückkühlung sorgt ein Ventilator, der gleichzeitig zur Lüftung des Maschinenraums dient, und die abgesaugte Luft über den Verflüssiger nach außen fördert. Die Systeme des Luftkühlers bestehen aus Rippenrohren für direkte Verdampfung. Für die Luftumwälzung dient ein Ventilator. Um die Anhänger willkürlich anschließen zu können, sind Saug- und Druckkanal in der ganzen Länge des Maschinenwagens durchgeführt. Die Verbindung mit den Anhängern erfolgt durch blasebalgartige Lederschläuche, die sich in der der Gesellschaft patentierten Ausführung bewährt haben. Diese Maschinenkühlzüge haben nicht nur erfolgreiche Probefahrten hinter sich, sondern sind seit geraumer Zeit in dauernder Benutzung, sowohl für Einfuhr nach Deutschland als auch für den wechselseitigen Verkehr mit leicht verderblichen Lebensmitteln zwischen den Ländern Südeuropas. Eine Prüfungsfahrt, die der Verfasser mit einem Luftkühlzug von Jugoslavien nach Mitteldeutschland quer durch Tirol leitete, fand unter schwierigsten Verhältnissen statt. Glühende Hitze während des Beladens, mit 22° eingebrachtes Fleisch, Umlaufkühlwasser von 36° und Fehlen jeder Vorbereitung für Fassen von Betriebsstoff und Kühlwasser unterwegs, dazu ungeordnete Eisenbahnverhältnisse waren die wenig erfolgversprechenden Vorbedingungen. Da mit dem Fehlen einer stationären Vorkühlanlage gerechnet werden mußte, fiel dem Kühlzug in diesem Falle auch die Nebenaufgabe eines beweglichen Kühlhauses zu, insofern, als während der Fahrt nicht nur die Temperatur des Kühlguts zu halten, sondern die Kühlung überhaupt erst zu bewirken war. Aus diesem Grunde mußte der Leistung entsprechend die Anzahl der Anhänger beschränkt werden; der Vorsicht halber wurden nur vier Wagen mitgeführt. Die Fahrtstrecke bot auch Gelegenheit, das Verhalten der Anlage bei großer Fahrtgeschwindigkeit auf Strecken starker Steigung und scharfer Krümmung zu beobachten. Anstände haben sich hierbei weder in bezug auf die Maschinenanlage noch auf die Verbindung mit den Anhängern gezeigt. Die Ankunft am Ziel erfolgte sieben Tage nach Beginn der Verladung. Das Transportgut war beim Öffnen vollkommen durchgekühlt und trocken.

Bei Luftkühlanlagen ist besonders darauf hinzuweisen, daß der Verlust durch Türen dann in ganz engen Grenzen gehalten werden kann, ja so niedrig, daß ohne große Luftverluste während des Beladens bei offenen Türen gekühlt werden kann, wenn in der Mitte der Waggons ausgeglichener Druck herrscht. Zu diesem Zwecke ist es nötig, die Regelvorrichtungen, Klappen u. dgl., die in den Kanälen der Anhänger untergebracht sind, für die Saugseite nur an einem, für die Druck-

seite am entgegengesetzten Ende zu öffnen und außerdem dafür zu sorgen, daß im Druckkanal ein Überdruck etwa in gleicher Höhe herrscht, wie der Unterdruck im Saugkanal beträgt. Wie dieser Gesichtspunkt so sind auch alle anderen Maßnahmen, die dazu dienen, die Kälte bzw. Kühlluft festzuhalten, von ausschlaggebender Bedeutung für das Gelingen des Problems. Der Luftweg muß so widerstandslos wie möglich gestaltet und der Ventilator so konstruiert werden, daß er die erforderliche Luftmenge gegen den sich ergebenden Widerstand mit geringstem Kraftbedarf bewegt, da ja seine Arbeit sich in Wärme umsetzt und im ungünstigen Falle einen großen Teil der Kälteleistung vernichtet. Ohne Modellversuche auf dem Prüfstand geht es bei einem derartigen neuen System nicht ab; aber auch diese genügen nicht und bedürfen einer Ergänzung durch Untersuchungen an der fertiggestellten Anlage, um zu einer einigermaßen abgeschlossenen Ausführungsform zu gelangen, die nicht nur technisch alle Sicherheit bietet, sondern auch wirtschaftlich ihren Zweck erfüllt.

Drehkolbenmaschinen als Kraft- und Arbeitsmaschinen.[1])

Von Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig.

Lange vor der Schaffung betriebsfähiger Dampfturbinen, Turbopumpen und Turbokompressoren hat man versucht, neben den Kolbenmaschinen mit hin- und hergehendem Kolben auch solche mit rotierendem Kolben zu bauen. Dieses Bestreben entsprang dem Wunsch, die Drehbewegung nicht auf dem Umwege über das Kurbelgetriebe, sondern unmittelbar zu erzeugen und die mit Beschleunigung und Verzögerung der hin- und hergehenden Teile verbundenen Massenwirkungen zu vermeiden oder doch wenigstens zu verringern. Die Massenwirkungen ließen eine Steigerung der mittleren Kolbengeschwindigkeit und der Drehzahl der Maschine über eine gewisse Grenze nicht zu, so daß die angestrebte direkte Kupplung mit elektrischen Maschinen in den meisten Fällen nicht durchführbar war. Die Kolbengeschwindigkeit darf naturgemäß nie so groß werden, daß der zu ihrer Erzeugung erforderliche Massendruck den auf den Kolben wirkenden Dampfdruck übersteigt, weil sonst Stöße und Erschütterungen in dem Getriebe auftreten würden. Die größten zulässigen Kolbengeschwindigkeiten liegen für Dampfmaschinen bei 6 bis 7 m/s[2]).

Neben der Vereinfachung des Getriebes besitzen die Drehkolbenmaschinen folgende beachtenswerte Vorteile:

a) Fortfall von Saug- und Druckventilen und Vereinfachung der Steuerungsorgane, weil der rotierende Kolben den Einlaß und Auslaß selbst steuert,

b) Verminderung der schädlichen thermischen Wechselwirkungen zwischen dem arbeitenden Medium und der Zylinderwand, weil das Medium stets in derselben Richtung durch die Maschine strömt,

c) leichte Umsteuerbarkeit,

d) geringer Platzbedarf und geringes Gewicht.

Diesen Vorteilen stehen aber nicht unerhebliche Schwierigkeiten gegenüber, von deren Überwindung der praktische Erfolg einer Bauart und deren Betriebssicherheit im wesentlichen abhängt. Das sind:

a) Weitgehende Vermeidung jeder gleitenden Reibung und deren Ersatz durch rollende Reibung,

b) sorgfältige Abdichtung und wirksame Druckschmierung zur Vermeidung von Lässigkeitsverlusten.

Daneben erfordert die Herstellung von Drehkolbenmaschinen eine sehr sorgfältige und genaue Werkstattsarbeit. — Nach Reuleaux[1]) lassen sich die Drehkolbenmaschinen in zwei Hauptgruppen einteilen:

I. Kurbelkapselwerke, die eine kinematische Verkettung des Arbeitsmediums (Dampf, Luft, Wasser) mit einer speziellen Form des Kurbelgetriebes darstellen und nur eine Welle besitzen,

II. Kapselräderwerke, deren Wirkung auf dem richtigen Ineinandergreifen entsprechend geformter Zahnprofile beruht und die zwei oder mehr Wellen besitzen.

Die Zahl der Konstruktionen oder richtiger Kombinationen, die im vorigen Jahrhundert für Drehkolbenmaschinen angegeben worden ist, geht ins Uferlose. Sehr viel geistige Arbeit und Kapital ist dabei nutzlos verwendet worden. Von den unzähligen Patentanmeldungen[2]) sind weitaus die meisten nie ausgeführt worden und von den wenigen ausgeführten haben viele nichts als Enttäuschungen gebracht. Nur ganz wenige wurden den an sie gestellten Anforderungen hinsichtlich Leistung, Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit gerecht. Reuleaux, der als erster durch eine scharfe kinematische Analyse das scheinbare Chaos in ein wohlgeordnetes System einfügte, setzt als Motto für den betreffenden Abschnitt in seinem Werk[3]) die Worte Karmarschs:

»Zahllose Versuche sind gemacht, das Problem der rotierenden Dampfmaschine zu lösen, jedoch bis zum heutigen Tage ohne zufriedenstellenden Erfolg.« Reuleaux selbst äußert sich (S. 344) wie folgt:

»Die Maschinenpraxis hat eine große Mannigfaltigkeit der gedachten Verkettungen verwirklicht. Zugleich aber gibt es vielleicht kein Gebiet, auf welchem sie unklarer, unsicherer geschaffen hätte als hier. Ihr Verfahren ist beinahe vollständig ein Tappen im Finstern zu nennen, ohne jedes Prinzip, ohne Verständnis ihres

[1]) Vortrag, gehalten in der Hauptversammlung des D. K. V. in München, 1922.

[2]) Vgl. Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit.

[1]) Reuleaux, Lehrbuch der Kinematik I, Braunschweig, Verlag Vieweg und Sohn, 1875.

[2]) Eine ausführliche Zusammenstellung findet man in dem Buch »Drehkolbenkraftmaschinen« von W. Gentsch. Verlag L. Simion Nachf., Berlin, 1906.

[3]) a. a. O., S. 343.

Weges, ohne Verständnis dessen, was sie gefunden hat. So hat sie geschaffen und schafft täglich noch eine solche Menge von Vorrichtungen immer für denselben Zweck, daß es fast unmöglich scheint, das Aufgespeicherte auch nur zu ordnen oder dasselbe in dem Gedächtnis eines einzelnen unterzubringen.«

Die planmäßige Entwicklung der Drehkolbenmaschinen wurde gegen Ende des vorigen Jahrhunderts durch die Entstehung der modernen Turbomaschinen gehemmt, welche die gewünschte Erzeugung der unmittelbaren Drehbewegung und die damit verbundenen Vorteile praktisch verwirklicht haben. Allerdings enthalten die sehr hohen Drehzahlen und die Schwierigkeiten der Umsteuerung nachteilige Momente, welche den Anreiz zur Weiterentwicklung der Drehkolbenmaschine wieder steigerten; es läßt sich aber nicht verkennen, daß durch die Einführung der Dampfturbinen das Interesse für die Drehkolbenmaschinen in den beiden letzten Dezennien erheblich nachgelassen hat. Sie wurden nur noch für kleine Leistungen und geringe Drücke als Gebläse und Pumpen gebaut. Es kommt hinzu, daß die angegebenen Vorteile der Drehkolbenmaschine auch in Maschinen mit hin- und hergehendem Kolben teilweise erreicht werden konnten: Die Stumpfsche Gleichstrom-Dampfmaschine zeigt den Fortfall der Auslaßventile und die Steuerung der Auslaßschlitze durch den Kolben; auch sind hier die Wandungswirkungen dadurch, daß der Dampf nur in einer Richtung strömt, wesentlich vermindert worden.

Erst in den letzten Jahren wird das Interesse für die Drehkolbenmaschine — und zwar zunächst als Arbeitsmaschine — wieder stärker. Die Bestrebungen zielen darauf hinaus, schnellaufende Hochdruckmaschinen nach dem Drehkolbenprinzip nicht nur für kleine Leistungen sondern auch für mittlere und selbst große Leistungen wirtschaftlich und betriebssicher zu bauen. Die heutige Werkstattstechnik ist jedenfalls eher imstande die hierbei zu lösende wichtigste Aufgabe — die Dichtung — zu bewältigen.

In der in- und ausländischen technischen Literatur findet man jetzt wieder häufiger Bemerkungen über neue Bauarten von Drehkolbenmaschinen und eine Reihe namhafter deutscher Maschinenfabriken beschäftigt sich zurzeit mit deren Herstellung. Es schien mir daher angebracht, dieses Thema zum Gegenstand meines diesjährigen Vortrages zu wählen, um so mehr als bestimmte Bauarten von Drehkolbenmaschinen ausdrücklich zum Zwecke der Verwendung als Kältekompressoren geschaffen wurden. Eingehende Untersuchungen von Drehkolbenmaschinen sind bisher nur selten durchgeführt und noch seltener veröffentlicht worden. Eine vollständige thermische Experimentalanalyse würde sicher viel interessantes Material ergeben und ist von mir geplant, sobald ich über eine geeignete Versuchsmaschine verfügen werde. Insbesondere ist auch das Indizieren von Drehkolbenmaschinen und die Konstruktion der hierfür erforderlichen Instrumente eine noch zu lösende interessante Aufgabe.

Man kann die Entwicklung am besten an Hand einiger typischer Bauarten verfolgen, deren Kritik im folgenden gegeben werden soll:

1. Abb. 106[1]) zeigt die einfachste Bauart einer Drehkolbenmaschine und zugleich diejenige, bei der die grundsätzlichen Fehler am deutlichsten zutage treten (H. v. Beresteyn, Brüssel, 1901). Der fest auf der Welle aufgekeilte rotierende Kolbenkörper *8* trägt den mit schwalbenschwanzförmigem Fuß eingesetzten Kolben *10*, welcher mit Kupferblechen *7* gegen die Wand des Zylinders abdichten soll. Die Maschine ist als Dampfkraftmaschine gedacht. In das zylindrische Gehäuse ragt oben ein Schieber ein, der mit einer breiten Fläche auf dem Kolbenkörper *8* aufliegt und als Widerlager für den treibenden Dampf dient. Um bei jeder Umdrehung dem Kolben *10* auszuweichen, muß das

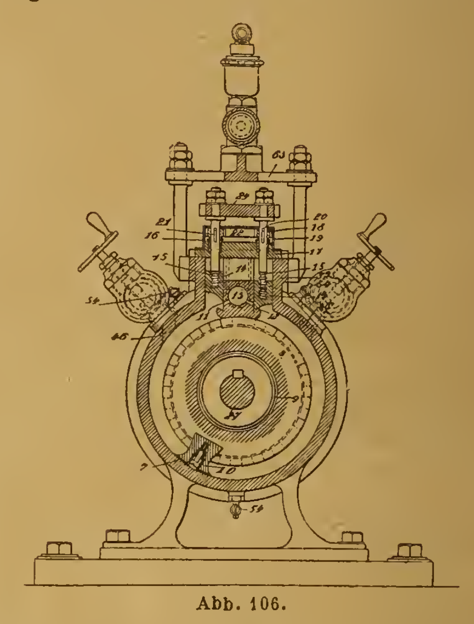


Abb. 106.

Widerlager radial verstellbar sein. Diese Verstellung wird hier durch Steuerhebel und Nockenscheiben bewirkt, die in der Abbildung fortgelassen sind. Das Widerlager enthält den Dampfzuführungskanal *13* und die Kanäle *11* und *12* für den Einlaß in der einen oder andern Drehrichtung. Einer dieser Kanäle ist natürlich immer verschlossen, doch kann die Umsteuerung sehr leicht erfolgen. Die beiden Dampfauslaßkanäle (46), einer für jede Drehrichtung, sind durch Handabsperrventile verschließbar.

Die Nachteile dieser Bauart liegen klar auf der Hand. Zunächst wird der schädliche Raum sehr groß, weil das Widerlager, um nicht mit dem Kolben zusammenzutreffen, rechtzeitig abgehoben werden muß. Dieser Nachteil läßt sich nur dadurch vermeiden, daß man die Auf- und Abwärtsbewegung der Widerlager durch einen entsprechend profilierten Kolben selbst steuert. Ferner werden zur Bewegung des Widerlagers nicht unerhebliche Kräfte und Arbeitsleistungen erforderlich, so daß man für größere Maschinen besondere Hilfsmotoren mit hin- und hergehendem Kolben braucht, die allerdings durch den Abdampf der Hauptmaschine betrieben wer-

[1]) Gentsch, a. a. O., S 3.

den können, die aber doch das Prinzip der reinen Drehkolbenmaschine durchbrechen. Schließlich verzehrt die gleitende Reibung des Kolbens am Gehäuse sehr viel Reibungsarbeit, die stets einen schlechten mechanischen Wirkungsgrad zur Folge hat und die, wegen der Gefahr des Heißlaufens, die Verwendung hoher Drehzahlen verbietet.

2. Eine zweite, in vielen Abarten aufgetauchte Bauart ist in Abb. 107[1]) dargestellt. (Leichsenring, Schönebeck, 1900). Der zylindrische Kolben *b* ist hier exzentrisch auf der Welle *g* aufgekeilt und gleitet auf dem inneren Umfang des Zylinders *a*. Die Berührung zwischen Kolben und Zylinder ist hier keine Flächenberührung sondern eine Linienberührung längs einer Erzeugenden, wodurch die Abdichtung zwischen Saug- und Druckraum erschwert wird. Besonders nachteilig ist, daß beim Kolben stets die gleiche Erzeugende aufliegt, weil sich diese Stelle sehr schnell abnutzen muß. Der Widerlagsschieber *d* ist hier in einem schwingenden Zylinder *k* verschiebbar angeordnet und liegt auf dem Umfange des rotierenden Kolbens senkrecht auf. Er kann entweder durch den Kolben selbst oder zwangläufig durch ein (in Abb. 107 punktiert gezeichnetes) Exzenter *f* gesteuert werden, welches konzentrisch zum Kolben gelagert ist und sich mit ihm in gleicher Phase bewegt.

3. Nach dem gleichen Prinzip, jedoch mit drei zueinander um 120° versetzten Widerlagsschiebern ist die Drehkolbenmaschine der Evans Multiphase Rotatory Engine Company in Chicago gebaut, die auch tatsächlich als Dampfmaschine ausgeführt und in Betrieb genommen wurde. Diese Maschine besitzt also drei voneinander getrennte Arbeitsräume mit gesonderten Ein- und Auslaßkanälen. Nach dem Versuchsbericht[2]) leistet die Maschine ohne Kondensation bei 600 Umdr./min, einem Dampf-druck von 8 at abs. und bei ⅓-Füllung rd. 100 PS. Der Zylinderdurchmesser betrug 425 mm, der Kolbendurchmesser 300 mm, die Länge von Zylinder und Kolben 125 mm. Der Dampfverbrauch für die effektive Pferdestärke-Stunde soll bei 1/3-Füllung 9,6 kg und bei ¼-Füllung 8,15 kg betragen haben, wäre also sehr günstig[3]).

Abb. 107.



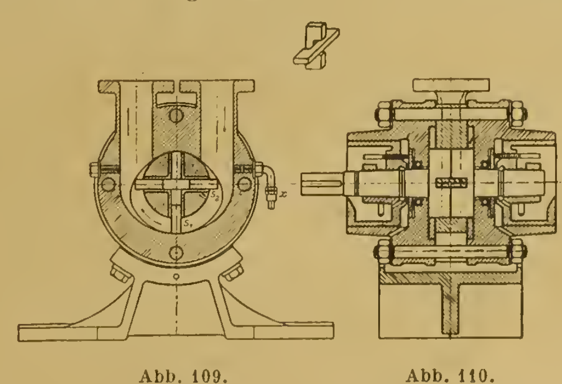
Abb. 108.

[1]) Gentsch, a. a. O., S. 15.
[2]) The Iron Age 1901, Heft 2, S. 19.
[3]) Diese Zahlen sind allerdings stark anzuzweifeln.

Die Gesellschaft war mit einem Grundkapital von Doll. 5 Mill. gegründet. Ein Erfolg scheint dieser Bauart trotzdem nicht beschieden gewesen zu sein, was in erster Linie sicher auf die gleitende Reibung zwischen Kolben und Zylinder zurückzuführen ist. Die mit der gleitenden Reibung verbundene rasche Abnutzung ist hier, wo es sich um eine Liniendichtung handelt, besonders kritisch. Sobald der Kolben im Zylinder nicht mehr dicht läuft, fällt die Leistung rasch ab und hört bald ganz auf. Bei der weiteren Besprechung will ich mich grundsätzlich auf solche Bauarten beschränken, die wenigstens praktisch ausgeführt wurden.

4. Abb. 108[1]) zeigt die Drehkolben-Dampfmaschine von A. Patschke, die seinerzeit von der Maschinenfabrik Wilhelmi in Mülheim-Ruhr gebaut wurde und auch auf der Düsseldorfer Ausstellung (1902) mit einer Einheit von 25 PS vertreten war. Es sollen Maschinen bis zu 100 PS gebaut worden sein.

Im zylindrischen Gehäuse *B* liegt exzentrisch die Hohltrommel *A*, welche gegen die Dichtungsleiste *D* im Zylinder schleift. Der Kolbenkörper *C* sitzt zentral auf der Welle und bildet mit ihr ein Stück. Der Kolbenarm durchdringt die als Dampfwiderlager dienende Hohltrommel *A* und ist an der Durchdringungsstelle in halbzylindrischen Backen geführt. Bei gleichförmiger Rotation der Welle und des Kolbens rotiert die Hohltrommel natürlich ungleichförmig. Sowohl an der Dichtungsleiste *D* zwischen Gehäuse und Trommel wie auch an der Berührungsstelle von Gehäuse und Kolben tritt gleitende Reibung mit ihren nachteiligen Folgen auf. Auch diese Bauart hat sich auf die Dauer nicht erhalten. Bei höheren Drehzahlen tritt leicht ein Festbremsen ein, weil sich die aufeinandergleitenden Teile ungleichmäßig erwärmen. In einzelnen Fällen wurden die Maschinen dabei völlig zerstört.


Abb. 109. Abb. 110.

Die Gefahr einer unzulässigen Erwärmung und des Festbremsens infolge gleitender Reibung rasch rotierender Teile fällt natürlich fort, wenn das in der Maschine arbeitende Medium die Wärme gut leitet. Das trifft z. B. bei der Verwendung von Drehkolbenmaschinen als Flüssigkeitspumpen (Kapselpumpen) zu.

5. Die Abb. 109 und 110[2]) zeigen die von Oberingenieur Hoffmann bei den Siemens-Schuckert-

[1]) Gentsch, a. a. O., S. 25, daselbst ausführliche Beschreibung.
[2]) Z. d. V. d. I. 1905, S. 1040, und H. Berg, »Die Kolbenpumpen«. Verlag Springer, Berlin 1914, S. 424.

Werken konstruierte und vielfach ausgeführte Rotationspumpe, die für kleine Leistungen von 3 bis 10 m³/h und Druckhöhen von 20 bis 50 m WS bei etwa 900 Umdr./min bestimmt ist.

Die zylindrische Walze *k*, die mit der Welle aus einem Stück Phosphorbronze hergestellt ist, wird im ringförmigen Gehäuse *p* exzentrisch gelagert und besitzt zwei zueinander senkrechte mit Weißmetall ausgegossene Längsschlitze, in denen zwei ineindergreifende Schieber s_1 und s_2 aus einer Hartgummikomposition radial beweglich gelagert sind. Das Gehäuse *p* wird von beiden Seiten durch die Deckel d_1 und d_2 geschlossen, in deren Innenseite Rotgußplatten *r* eingelegt sind, welche gegen das Gehäuse durch einen Zinndraht in einer ringförmigen Nut abdichten. Bei der Drehung der Welle werden die Schieber durch die Innenfläche des Gehäuses zwangläufig hin- und hergeschoben. Durch die Zentrifugalkraft werden die Schieber an die untere Gehäusefläche gepreßt.

Nach Versuchen von Kammerer[1]) arbeitet die Pumpe mit einem Gesamtwirkungsgrad von 65 bis 70 vH, so daß 30 bis 35 vH auf Verluste zu rechnen sind. Hiervon entfallen bis 17 vH auf Undichtigkeitsverluste der Schieber (zunehmend mit wachsender Förderhöhe und sinkender Drehzahl) und 5 bis 16 vH auf die gleitende Reibung der Schieber am Gehäuse und die Flüssigkeitsreibung (zunehmend mit wachsender Drehzahl). Das übrige bildet den Restverlust. Die Bohrung des Gehäuses, in der sich die Schieber bewegen, ist so umrissen, daß die Förderung der Pumpe eine möglichst gleichmäßige ist. Nur durch die endliche Dicke der Schieber entsteht in jeder Vierteldrehung eine kleine Schwankung, die aber den Einbau eines Windkessels noch nicht erfordert.

6. Mit dem Bau von Drehkolbenmaschinen als Luftkompressoren und Vakuumpumpen befaßt sich in den

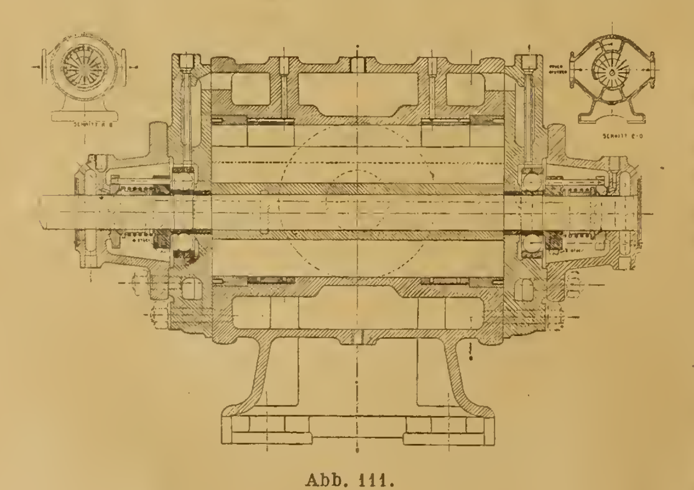


Abb. 111.

letzten Jahren auch die Deutsche Maschinenfabrik A.-G. in Duisburg. Das Prinzip ihrer Bauart, das von Wittig herrührt, ist aus Abb. 111 zu ersehen.[2])

[1]) Z. d. V. d. I. 1905, S. 1042.

[2]) Eine Wittig-Vakuumpumpe wird z. Z. in der Münchner Gewerbeschau, Halle des Reichspostmlnisteriums, vorgeführt, wo sie zum Betriebe einer Rohrpostanlage dient.

Wie in der zuletzt besprochenen Maschine von Siemens-Schuckert ist hier eine auf die Welle aufgesetzte zylindrische rotierende Walze, in welcher sich die als Kolben wirkenden Schieber radial bewegen können, exzentrisch zum feststehenden Gehäuse eingebaut. Die Zahl der Schieber ist hier aber viel größer (bis 24) und die Bewegung derselben wird nicht zwangläufig durch die Innenfläche des Gehäuses gesteuert, vielmehr werden sie ausschließlich durch die Wirkung der Zentrifugalkraft auf den Gehäuseumfang gepreßt. Das mit einem Wassermantel versehene Gehäuse wird seitlich durch die ebenfalls mit Wassermantel

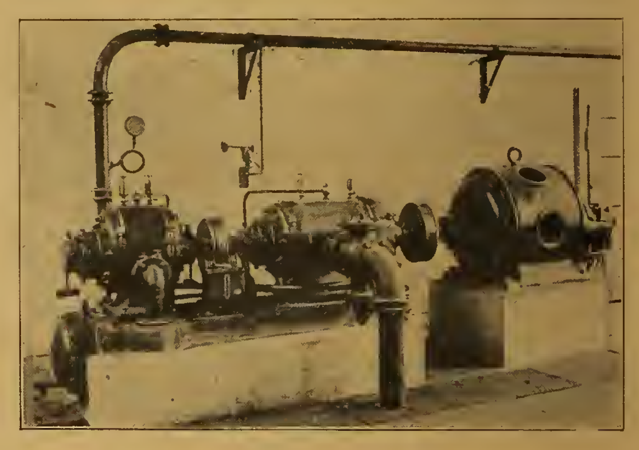


Abb. 112.

versehenen Deckel, in welchen die die Walze tragende Welle gelagert wird, geschlossen. Würden die Schieber bei der Rotation der Walze auf ihrer ganzen Länge auf dem Gehäuseumfang gleiten, so würde hier, wie bei den bisher beschriebenen Bauarten, eine große Reibungsarbeit verzehrt werden und die Gefahr des Festbremsens bestehen. Um diese Nachteile zu verringern, sind in das Gehäuse an beiden Enden mit geringem radialen Spiel Ringe eingesetzt, die von der Walze und den Schiebern beim Aufliegen mitgenommen werden und die zugleich die Zuführung von Schmieröl übernehmen. Die Schieber liegen im wesentlichen nur auf diesen Ringen auf und nicht auf dem feststehenden Gehäuseumfang[1]). An den Seitenflächen bleibt allerdings die gleitende Reibung zwischen der Walze und den Schiebern einerseits und den Deckeln anderseits bestehen, wenn sie auch durch eingepreßtes Öl gemildert werden kann. Da die Wärmeausdehnung des gekühlten Gehäuses und der nicht gekühlten Walze verschieden ist, so bleibt bei hohen Kompressionsdrücken selbst bei sorgfältiger Montage die Gefahr von Betriebsstörungen bestehen.

Kompressoren dieser Bauart sind in großen Einheiten bis zu Saugleistungen von 2000 m³/h bei rd. 600 Umdr./min gebaut. Bei hohen Gegendrücken wendet man zwei Stufen mit Zwischenkühlung an. In Abb. 112 ist ein mit einem Elektromotor elastisch direkt gekuppelter zweistufiger Kompressor für 1000 m³/h Saugleistung dargestellt. Die Schmiervorrichtungen so-

[1]) Den Gedanken des rotierenden Gehäuses finden wir später in den Bauarten im nächsten Heft dieser Zeitschrift.

wie die Öl- und Kühlwasserleitungen sind darauf zu erkennen.

Die nunmehr zu besprechenden Kurbelkapselwerke, die gerade in neuester Zeit zu erfolgreichen Konstruktionen geführt haben, lassen sich kinematisch mit besonderer Deutlichkeit auf einfache Kurbelgetriebe zurückführen. Die vollständige Analyse stammt von Reuleaux[1]).

7. Aus dem gewöhnlichen zentrischen Schubkurbelgetriebe erhält man die in Abb. 113 schematisch dargestellte Pattison-Pumpe[2]), die 1857 in England patentiert wurde. Im Gehäuse d ist die Walze a exzentrisch gelagert und vom Exzenterring b umgeben, dessen Stange im kleinen Hilfskolben c drehbar gelagert ist.

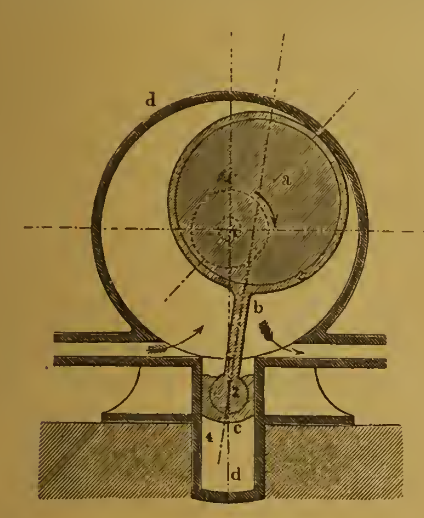


Abb. 113.

Der Exzenterring rollt bei der Bewegung auf dem Gehäuseinnern hypozykloidal ab; indessen ist diese Rollbewegung mit einem um so größeren Gleiten verbunden je mehr der Durchmesser d des Ringes (Kolbens) von dem inneren Durchmesser D des Gehäuses abweicht. Bei einer Umdrehung der Welle wälzt sich der Umfang des Kolbens πd auf dem größeren Umfang πD des Gehäuses ab. Der Gleitweg ist infolgedessen für jede Umdrehung π $(D—d)$ und das spezifische Gleiten in Prozenten ist durch die Exzentrizität

$$\varepsilon = \frac{D-d}{D} \cdot 100$$

gegeben. Die Abnutzung wird also um so geringer, je kleiner die Exzentrizität. Das Hubvolumen der Maschine ist aber durch den sichelförmigen Raum zwischen Kolben und Gehäuse gegeben und dieser wird um so größer, je kleiner der Kolbendurchmesser d ist. Je größer wir d wählen, um so kleiner wird also die Intensität der Maschine, um so geringer aber die Abnutzung.

Ist die Leistung der Maschine also das Fördervolumen V in der Minute

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot l \cdot n$$

gegeben, wobei l die gemeinsame Länge von Kolben und Gehäuse darstellt, so kann man sich fragen, ob es für die Abnutzung vorteilhafter ist, einen kleineren Kolben mit geringer Drehzahl oder einen großen Kolben mit großer Drehzahl zu verwenden. Die die Abnutzung messende Gleitfläche in der Minute ist

$$x = \pi (D - d)\, l\, n.$$

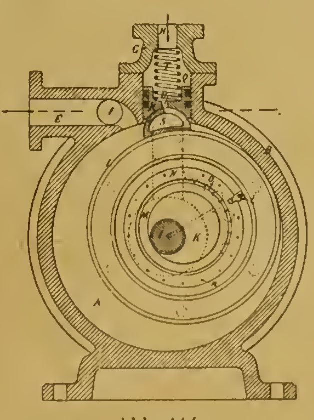
Bestimmt man aus der ersten Gleichung n und setzt es in die zweite Gleichung ein, so wird

$$x = \frac{4\,V}{D + d}.$$

Die Abnutzung wird also für ein gegebenes Fördervolumen um so geringer, je mehr sich d dem Werte D nähert.

Die älteren Ausführungen dieser Bauart besaßen durchweg einen ziemlich kleinen Kolben mit großem Hubraum, weil man von der Verwendung hoher Drehzahlen zurückschreckte. Bei den modernen Schnellläufern konnte die Exzentrizität wesentlich verkleinert werden. Die Anwendung hoher Drehzahlen bei dieser und den folgenden Bauarten ist schon deswegen erwünscht, weil der Kolben in seiner untersten Totlage (Abb. 113) für kurze Zeit eine Verbindung zwischen Saug- und Druckrohr herstellt.

Für die Anwendung kleiner Exzentrizitäten, also großer Kolben, spricht auch der Umstand, daß der exzentrische Kolben eine nicht ausgeglichene Masse darstellt, deren Wirkung mit wachsender Exzentrizität zunimmt. Durch Anordnung mehrerer gegeneinander versetzter Kolben auf derselben Welle lassen sich die rotierenden Massen allerdings leicht ausgleichen. Schließlich wird mit abnehmender Exzentrizität der Weg des


Abb. 114.

mit gleitender Reibung hin- und hergehenden Hilfskolbens c immer kleiner, was ebenfalls vorteilhaft ist.

8. Nach dem Vorbild dieser Maschine tauchten zahlreiche Bauarten in der zweiten Hälfte des vorigen Jahrhunderts auf. In Abb. 114[1]) ist beispielsweise die Bauart der Société Anonyme Industrielle in Paris (1894/95) als Dampfmaschine wiedergegeben, bei welcher auch ein kleiner auf- und abgehender Hilfskolben, dessen Bewegungsrichtung zentral durch die Wellenmitte J hindurchgeht, als Widerlager verwendet wird und eine im Gehäuse B exzentrisch gelagerte Walze L

[1]) a. a. O., S. 343 u. ff.
[2]) Reuleaux, a. a. O., S. 348.

[1]) Gentsch, a. a. O., S. 47.

den Hauptkolben darstellt. Dieser ist auf dem Exzenter K mit Kugeln O gelagert. Zum Ausgleich der rotierenden Kolbenmassen wurden in einem Gehäuse drei oder mehr Kolben, die um gleiche Winkel gegeneinander versetzt und durch Scheidewände voneinander getrennt wurden, angeordnet. Der Dampf tritt bei H ein und der Einlaß in den Zylinder wird durch Oszillation des Widerlagers S unter dem Einfluß des Kolbens gesteuert. Zwischen dem Hauptkolben L und dem Widerlager S findet hier allerdings dauernd gleitende Reibung statt. (Schluß folgt.)

Zeitschriftenbericht.

Wissenschaftliche Grundlagen.

Die spez. Wärme des überhitzten Ammoniakdampfes. E. F. Mueller, Bureau of Standards, Refrigerating Engineering, 9, 1, 1.

Der Verfasser zeigt 4 Schaubilder: 1. Ein p/c_p-Diagramm, das die Ergebnisse der 90 Versuchsreihen zur Bestimmung von 35 Punkten wiedergibt und in das die Temperaturlinien eingezeichnet sind. 2. Ein t/c_p-Diagramm mit Linien gleichen Druckes. 3. Ein t/c_p-Diagramm, aus dem die Abweichungen der Versuchsergebnisse des Bureau of Standards von den von Goodenough und Mosher ersichtlich sind, und 4. ein ziemlich großes log p/i-Diagramm. Letzteres reicht von $p = 10$ bis $p = 300$ lbs/sq. inch. und 0 bis 850 BTU/lb. und enthält die Linien gleichen Volumens, gleicher Temperatur, gleicher Entropie, gleichen Dampfgehaltes. Diese wichtigste Abbildung können Nichtmitglieder der A. S. R. E. in vergrößertem Maßstabe für 25 Cts. von der Geschäftsstelle des Vereins, 154 Nassau Street, New York, N. Y., beziehen.

Kälteverwendung.

Verfahren zum Einfrieren von Fischen. Paul W. Petersen, Refrigerating Engineering, 9, 1, 7.

Der Verfasser gibt eine Aufzählung der verschiedenen Verfahren, beginnend mit demjenigen von Piper, das 1861 patentiert wurde. Zunächst wurde natürlich mit Salz und Eis gearbeitet. Piper gab auch schon das Glasieren der Fische durch Eintauchen in kaltes Wasser an, wie es heute noch in Gebrauch ist. David W. und Samuel H. Davis erfanden 1875 die Benutzung von Blechschalen (Pfannen); sie schlugen runde Form vor, aber die rechteckige hat sich eingebürgert. Die Schalen wurden auf eine Salz-Eismischung gesetzt und zugedeckt. Zum Ablösen der Fische wurde die Schale umgedreht und auf der Rückseite mit warmem Wasser begossen. Die Fische lösten sich dann in Form eines festen Kuchens ab und wurden in dieser Form glasiert. Mit Einführung der Kältemaschinen begann natürlich eine neue und starke Entwicklung des Verfahrens. In Sanducky, Ohio, wurden, nach Angabe des Verfassers, zum ersten Male Fische in Luft getrocknet. Kleine Fische werden in Pfannen gefroren, die auf die Kühlrohrsysteme gelegt werden, große werden unmittelbar auf die Rohre gelegt oder auf den Boden des Gefrierraumes; diese Verfahren werden auch jetzt noch zumeist angewandt. Die Gefrierdauer beträgt mindestens 12 h. Der Gewichtsverlust beim Gefrieren in Luft von gewöhnlich 1 bis 2 vH, maximal 6 vH, wird durch das Glasieren ausgeglichen. Versuche, den Gewichtsverlust durch Befeuchten der Luft zu vermeiden, haben zu keinem vollen Erfolg geführt. Hier hilft gründlich nur das Einfrieren durch Eintauchen in kalte Sole. Die ersten Patente stammen von Everard Hesketh in Alexander Mareet (England) 1889. 1898 erhielt der Franzose Rouart ein englisches Patent auf das gleiche Verfahren und 1899 Kappeley ein solches für Amerika. 1913 bekam Henderson ein englisches Patent auf Vorkühlung der Fische in Luft und nachherigem Gefrieren in Seewasser mit etwas Salzzusatz. Diese Vorkühlung ist aber ohne jeden Einfluß. 1914 nahm Henry Bull ein englisches Patent auf einen Behälter und eine bestimmte Art Soleumlauf in diesem. 1915 bekam Nikolaus Dahl ein amerikanisches Patent auf sein Verfahren, die Fische nach ihrer Verpackung in durchlässigen Kisten durch Berieseln mit Sole aus Salz und Eis zu gefrieren. Nach diesem »Frigus« genannten System ist an der Küste des Stillen Ozeans eine Anlage gebaut worden, die aber nicht besonders erfolgreich sein soll. Nach Ansicht des Verfassers kann dieses System mit einer modernen, durch Maschinen gekühlten Anlage nicht in Wettbewerb treten. 1915 trat Ottesen mit seinem bekannten Verfahren auf. So ausgezeichnet sein Verfahren ist, so kann man auch bei schwacher Sole — mit Eisausscheidung — nicht verhindern, daß etwas Salz in den Fisch eindringt, und es kommt nicht darauf an, daß die Konzentration gerade die Ottesen geschützte ist. Es kommt auch gar nicht darauf an, ob etwas mehr oder weniger Salz eindringt, sondern darauf, daß die Fische schnell gefroren werden. Der Verfasser geht ausführlich auf die Arbeit von Plank, Ehrenbaum und Reuter ein, die den Einfluß der Gefriergeschwindigkeit auf die Kristallgröße des Eises und die Beeinflussung des Gewebes klargelegt haben. Petersen meint zwar, daß Plank das Ottesensche Verfahren etwas zu günstig beurteile, weil er die amerikanische Arbeitsweise mit sehr tiefen Lufttemperaturen nicht kenne (?). Doch seien die Beobachtungen unanfechtbar. Im übrigen spare man bei Anlagen nach Ottesen etwas Arbeit, etwas Kälte und ein wenig Raum gegenüber den Luftgefrieranlagen. Einige neuere Verbesserungen des Ottesen-Verfahrens stammen von Petersen. Von ihm stammt auch ein anderes Schnell-Gefrierverfahren, bei dem die Fische in Zellen nach Art der Eiszellen eingefüllt und in die Sole eingehängt werden. Die Zellen haben die Größe und Form der Kisten, in denen die Fische später zum Versand kommen. Die Temperatur der Sole beträgt —20 bis —30° F. Die ausgefrorenen Zellen kommen in ein Taugefäß und werden umgekippt. Da die Fische die Wände der Zellen unmittelbar berühren und nur sehr wenig Luft in der Zelle ist, so geht der Gefrierprozeß sehr rasch vonstatten. Offenbar soll dieses Verfahren dem Übelstand abhelfen, der nach Angabe von Petersen allen Solegefrierverfahren anhaftet, nämlich daß sich bei langer Lagerdauer sichtbares Fischblut gelblich oder bräunlich verfärbt und damit den Verkaufswert beeinträchtigt. K.

Bücherbericht.

(Besprechung vorbehalten.)

Dr. Felix Moral: Die Taxation maschineller Anlagen. Dritte Auflage. Berlin, Julius Springer.

Die Aufgabe, Maschinenanlagen abzuschätzen, tritt gerade in neuerer Zeit besonders oft an den selbständigen Ingenieur heran; ein Buch, das die Gesichtspunkte für die Erledigung dieser manchmal recht schwierigen Aufgabe entwickelt, ist daher durchaus erwünscht.

Der Verfasser zeigt in klarer Sprache, in welcher Weise die Abschätzung je nach den verschiedenen Zwecken vorzunehmen ist, was zu berücksichtigen ist, wenn die Taxe die Grundlage für eine Hypothek, eine Versicherung oder einen Verkauf bilden soll. Die Grundlage der Taxe bildet immer die Feststellung des Zeitwertes, der ja leider heute eine sehr veränderliche Größe geworden ist. Die Wege zur Ermittlung des Zeitwertes können je nach Lage der Dinge verschieden sein, und hier findet der Taxator wertvolle Hinweise. Die juristischen Ausführungen, die sich mit der Frage der festen Verbindung der Maschinen mit Gebäuden beschäftigen, sind von Belang, wenn es sich um hypothekarische Beleihung handelt; die zahlreichen Musterbeispiele, Formulare für besondere Zwecke erleichtern dem Taxator die Arbeit.

Der Verfasser verfügt über eine Fülle von Erfahrungen auf dem vielgestaltigen Gebiet, und alle die Abschätzungen vorzunehmen haben, werden ihm für seine Mitteilungen dankbar sein. Krause.

Aus der Praxis des Sprengluft-Verfahrens. Herausgegeben von der Oxyliquit-Sprengluft-Gesellschaft, Berlin.

Die kleine, 22 Seiten starke Schrift gibt einen guten Überblick über den derzeitigen Stand des Verfahrens. Es werden die Transportgefäße für flüssigen Sauerstoff beschrieben und in Abbildungen gezeigt, die verschiedenen Patronenarten und ihre Wirkung besprochen, die Gefäße zum Tränken der Patronen gezeigt und das Verfahren beschrieben. In sehr eingehender Weise wird das Zünden der Patronen mit Sprengkapseln, Zündschnur und elektrischer Zündung behandelt, und zwar sowohl bei Einzel- wie bei Massenzündungen. Schließlich wird auf das Besetzen der Bohrlöcher eingegangen.

Sehr interessant ist der gezeigte Schnitt durch das Transportgefäß. Die bekannte doppelwandige Metallflasche mit langem Hals wird in einem äußeren Behälter durch 2 Spiralfedern so gehalten, daß in aufrechter Stellung der Hals der gefüllten Flasche in dem der Umhüllung verschwindet und so vor Verletzungen geschützt ist, während er beim Kippen hervortritt und so das Gießen erleichtert. In einer Schaulinie wird die Abhängigkeit des Gasdruckes von der Ladedichte gezeigt, die mit dem Durchmesser der Patrone steigt. Man kommt bis auf Drücke von 6000 at. Die Schrift geht sehr genau auf alle Einzelheiten des Verfahrens ein und enthält eine Fülle von Erfahrungen, die dem Benutzer sehr wertvoll sein dürften. Krause.

Refrigerating Engineering. Unter diesem Titel erscheint seit Juli 1922 die Zeitschrift der American Society of Refrigerating Engineers (früher A. R. S. E. Journal), und zwar in vergrößertem Format.

Das erste Heft enthält folgende Aufsätze: Die spez. Wärme von überhitztem Ammoniak von E. F. Mueller, Bureau of Standards, Washington, die die ausgezeichneten Versuchsergebnisse des Bureaus in einem großen log p/i-Diagramm wiedergibt; Standardisierung in Entwurf und Anwendung von Synchronmotoren zum Antrieb von Kältemaschinen von R. A. Mc Carty; Verfahren des Einfrierens von Fischen von Paul W. Petersen, in dem über die bekannten Verfahren berichtet wird und mit anerkennenswerter Objektivität die vorzüglichen Untersuchungen von Plank, Ehrenbaum und Reuter gewürdigt werden; Multiple-Effectverdichtung von H. T. Whyte; p/i-Diagramm für CO_2 von H. J. Macintire, das von —40 bis +150 BTU/pound und 100 bis 1800 lbs/sq. inch. reicht. In dem Teil »Review« ist eine Arbeit von A. R. Stevenson über das Anlassen von Synchronmotoren, die NH_3-Kompressoren antreiben, wiedergegeben, sowie die Arbeit von Koch aus Heft 3, 1922 unserer Zeitschrift. Schließlich werden die Titel neuerer Aufsätze sowie neuere Patente angeführt. Der Rest des Heftes ist Vereinsangelegenheiten gewidmet. Die neue Form der Zeitschrift sowie ihr häufigeres Erscheinen (monatlich) ist zu begrüßen, weil in ihr das rege wissenschaftliche Leben des herausgebenden Vereins zum Ausdruck kommt. Für den deutschen Ingenieur ist die Zeitschrift ein wichtiges Hilfsmittel zum technischen Fortschritt. Krause.

„Technischer Index“ (Jahrbuch der Technischen Zeitschriften-, Buch- und Broschürenliteratur). Auskunft über Veröffentlichungen in in- und ausländischen technischen Zeitschriften und über den technischen Büchermarkt, nach Fachgebieten, mit technischem Zeitschriftenführer. Herausgegeben von **Heinrich Rieser.** Ausgabe 1921. (Über die Literatur der Jahre 1918 bis 1920.) Band VI/VII. Verlag: Carl Stephenson, Wien IV., Trappelgasse Nr. 3. Preis kartonniert M. 200.—, gebunden M. 280.—

Endlich nach dreijähriger Pause liegt der Anschlußband dieses für die technische Welt so wichtigen Nachschlagewerkes vor. Dadurch wird zunächst die bisher bestandene Lücke im Nachweis der Jahre 1918 bis 1920 ausgefüllt und eine Übersicht über alle während dieser drei Jahre geschaffenen technischen Erfindungen, Neuerungen usw. geboten. Der vorliegende Band enthält den wie immer praktisch angeordneten Nachweis der technischen Zeitschriften-, Buch- und Broschürenliteratur dieser Jahre, eingeteilt nach den verschiedenen Fachgebieten, Gruppen und Untergruppen, so daß das Auffinden jeder gewünschten Materie auf die einfachste Art möglich ist. Eine Aufstellung der technischen Zeitschriften mit allen gewünschten Details bietet eine willkommene Ergänzung.

Freudig zu begrüßen ist eine Verbesserung des Drucks und der Ausstattung gegenüber den früheren Bänden, auch die Abgabe gebundener Bände wird willkommen sein. Die Nachschlagewerk soll nun regelmäßig jährlich einmal erscheinen. Für die nächste Ausgabe werden bereits verschiedene Neuerungen angekündigt, so werden nunmehr auch die fremdsprachigen Zeitschriften in immer stärkerem Maße zur Bearbeitung herangezogen werden. Ein Anhang mit Verzeichnissen der wichtigsten technischen Lehranstalten, Ämter, Bibliotheken und Vereine soll dem nächsten Bande beigefügt werden.

Jedenfalls scheint der neue Verlag, der den »Technischen Index« übernommen hat, die außerordentliche Ausbaumöglichkeit dieses technischen Hilfsbuches voll erkannt zu haben, und es ist nur zu wünschen, daß sich die Ausführung der Pläne trotz aller Nöte der Zeit ermöglichen läßt.

Kleine Mitteilungen.

Nach »Ice and Cold Storage«, Sept. 22, hat Dr. W. E. Gibbs **ein neues Verfahren zur Frischhaltung von Fischen** angegeben und erprobt. Er löst ein keimtötendes Mittel, z. B. Natriumhypochlorit, in Wasser und bereitet aus dieser Lösung in üblicher Weise das Eis, mit denen die Fische verpackt werden. Dadurch werden die Keime, die im Wasser enthalten sind und sonst beim Schmelzen des Eises mit den Fischen in Berührung kommen und deren Verderben veranlassen, getötet. Zur Prüfung des Verfahrens wurden 2 gleichzeitig gekaufte Fischmengen in gleicher Weise in Eis verpackt, nur war bei der Gruppe a das Eis aus gewöhnlichem Wasser hergestellt, während bei Gruppe b das Eis aus einer Lösung von ½ Gallone Hypochlorit in 1 m^3 Wasser bestand. Nach einer Woche waren a und b noch gut; nach zwei Wochen — es war inzwischen Eis nachgefüllt worden — waren die Fische a in schlechtem Zustande und rochen stark, die Fische b so frisch wie beim Einlegen. Nach drei Wochen mußten die Fische a als völlig verdorben weggeworfen werden, während b noch gut waren und nach vier Wochen frisch genug zum Spalten waren. Das neue Eis findet bereits in Fischerfahrzeugen Anwendung.

Patentbericht.

Patente.

Anmeldungen.

17 g. 1. H. 70641. Carl A. Hartung, Berlin, Köthener Str. 22. Verfahren und Vorrichtung zum Herunterkühlen und Verflüssigen von Gasgemischen. 21. 7. 16.

17 a, 1. Sch. 64474. Bernhard Schmidt, Berlin-Südende, Halskestraße 38. Rotierende Kompressionskältemaschine. 27. 3. 22.

Erteilungen.

17 a, 2. 362255. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher Wyß & Cie., Zürich, Schweiz; Vertr.: H. Nähler, Dipl.-Ing. Seemann u. Dipl.-Ing. Vorwerk, Pat.-Anwälte. Berlin SW. 11. Kreiselverdichter, inbesondere für Kälteanlagen. 7. 5. 21. A. 35411.

17 a, 20. 362 256. Henri Jean Daußen, Paris: Vertr.: Dr. C. Schmidtlein, Pat.-Anw., Berlin SW. 11. Kaltluftmaschine. 23. 10. 20. D. 38 471. Frankreich 6. 1.20.
17 g, 1. 360 734. Michael Zack, Zürich; Vertr.: E. Lamberts. Pat.-Anw., Berlin SW 61. Verfahren und Vorrichtung zur Kühlung und Verflüssigung von Gasen oder Gasgemischen. 9. 5. 20. Z. 11 566. Schweiz 30. 5. 18.

Löschungen.

17 g, 259775.

Gebrauchsmuster. (Eintragungen.)

17 a, 825556. Otto Hergt, Leipzig, Pfaffendorferstr. 2, Saug- und Druckventil für Kompressoren. 17. 7. 22. H. 93900.
17 a, 825557. Otto Hergt, Leipzig, Pfaffendorferstr. 2. Zylinderdeckel für Kompressoren, in welchen die Sitze für Druck- und Saugventil eingearbeitet sind. 17. 7. 22. H. 93901.
17a. 825 558. Otto Hergt, Leipzig, Pfaffendorferstr. 2. Einsetzbarer Kühlwassermantel für Zylinder von Kompressoren, Motoren u. dgl. 17. 7. 22. H. 93902.
17 a. 825559. Otto Hergt, Leipzig, Pfaffendorferstraße 2. Saug- und Druckventile für Kompressoren, deren Verschlußplatten in ihrem Hub durch Begrenzungsplatten mit Distanzrohren begrenzt sind und bei welchen um die Distanzröhren Spiralfedern angeordnet sind, die die Verschlußplatten federnd gegen die Sitze drücken. 17. 7. 22. H. 93903.
17 a, 825550. Otto Hergt, Leipzig, Pfaffendorferstraße 2. Kompsessor, bei welchem der Kolben mittels eines Exzenters auf und nieder bewegt wird. 17. 7. 22. H. 93 904.
17 a, 825561. Otto Hergt, Leipzig, Pfaffendorferstraße 2. Schleuderschmierung für Kompressoren, Motoren, Vakuumpumpen, welche das Öl durch Ölauffänger zwangläufig in die Lager eingeführt. 17. 7. 22. H. 93905.

Auszüge aus den Patentschriften.

17a, 1. 357842. Balsa Refrigerator Korporation in New York. Anordnung einer Kompressionskältemaschine in einem Kühlschrank.

Patent-Ansprüche:

1. Anordnung einer Kompressionskältemaschine in einem Kühlschrank, der insbesondere für Haushaltungen Verwendung findet, dadurch gekennzeichnet, daß der Kompressor (2), Kondensator (3) und Antriebsmotor (1) in einer Kammer (*E*) untergebracht ist, die unterhalb der die Verdampferschlange (4) enthaltenden Kühlkammer (*D*) liegt, und daß in die die Scheidewand der beiden Kammern durchdringenden Verbindungsleitungen (86, 87) leicht lösbare Kupplungen (88) eingeschaltet sind.

2. Kältemaschinenanordnung in einem Kühlschrank nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Kompressor (2), der Kondensator (3) und der Antriebsmotor (1) auf einer mit Rollen (8) versehenen, auf Schienen (9) fahrenden gemeinsamen Tragplatte (7) angeordnet sind.

3. Kältemaschinenanordnung in einem Kühlschrank nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die unterhalb der

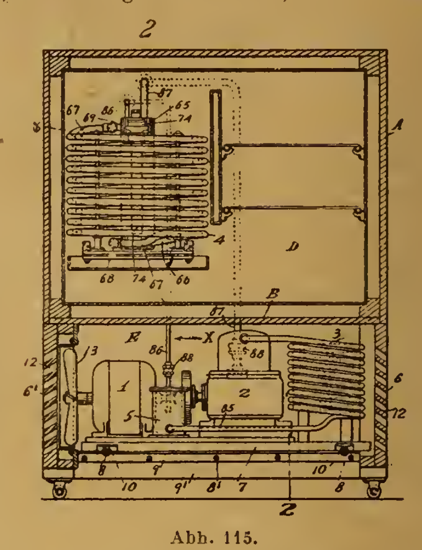


Abb. 115.

Kühlkammer (*D*) angeordnete Kompressorkammer (*E*) mit gegenüberliegenden Luftdurchtrittsöffnungen versehen ist und durch den Antriebsmotor (1) des Kompressors (2) ein Luftstrom erzeugt wird, der diese Kammer (*E*) und damit den Kondensator (3), Kompressor (2) und Motor (1) behufs Kühlung durchstreicht.

17a, 8. 357961. Karl Gläßel in Stuttgart-Cannstatt. Vorrichtung zum Regeln von Kältemaschinen.

Patent-Anspruch:

Vorrichtung zum Regeln von Kältemaschinen, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Kondensator (*A*) und Regelventil (*G*) für den Durchfluß des flüssigen Kältemittels zwei übereinander befindliche Behälter (*B*, *D*) angeordnet sind, die durch eine Ponceletöffnung (*E*) miteinander verbunden sind, und daß in jedem dieser Behälter (*B*, *D*) Schwimmer (*H*, *J*) vorgesehen sind, die den jeweiligen Flüssigkeitsstand von außen kenntlich machen.

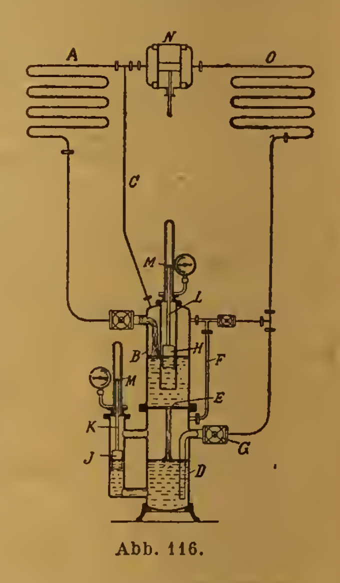


Abb. 116.

Deutscher Kälte-Verein.

Vorsitzender: Geh. Rat Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz, Technische Hochschule Danzig.
Schriftführer: A. Kaufmann, Oberingenieur. Adr.: Berlin NW 23, Brückenallee 11.
Schatzmeister: E. Brandt, Direktor. Adr.: Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Arbeitsabteilung I: Für wissenschaftliche Arbeiten. Obmann: Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig.
Arbeitsabteilung II: Für Bau und Lieferung von Maschinen, Apparaten. Obmann: Ober-Ing. Heinr. Meckel, Berlin-Pankow.
Arbeitsabteilung III: Für Anwendung von künstlicher Kälte und Natureis. Obmann: Direktor A. Lucas, Leipzig A.

Berliner Kälte-Verein.

Bezirksverein des Deutschen Kälte-Vereins.

Am 20. September 1922 verschied Herr Prof. Carl Leist nach schwerem Leiden. Der Verstorbene war ein treues Mitglied unseres Vereins, das selten bei einer Sitzung fehlte und stets Anregung zu vertiefter Behandlung wissenschaftlicher Fragen gab. Seine schlichte Art, sich zu geben, hat ihm im Kreise der Fachgenossen viele Freunde erworben.

Wir werden sein Andenken stets in Ehren halten.

Berliner Kälte-Verein.
I. A.: H. Meckel, Vors.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

11. Heft November 1922 29. Jahrgang

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Heike Kamerlingh Onnes.

Am 11. November 1882 hielt H. Kamerlingh Onnes seine Antrittsrede als Professor der Physik an der Universität zu Leiden; am 11. November dieses Jahres feiert er also sein 40jähriges Jubiläum.

1904, als 25 Jahre verlaufen waren, seit er die Doktorwürde erhielt, empfand man das Bedürfnis, eine Übersicht über die Geschichte des Leidener physikalischen Instituts zu geben und über die Arbeiten, welche dort durch Onnes und seine Schüler ausgeführt waren, und es wurde ein Gedenkbuch ausgegeben, das eine solche Übersicht umfaßte. Jetzt, 18 Jahre später, lohnt es sich wieder, ein Gedenkbuch zusammenzustellen, das die Arbeiten dieses Zeitraums umfaßt und zum Jubiläum erscheinen wird.

Es ziemt sich, auch in dieser Zeitschrift der großen Leistungen des berühmten Physikers zu gedenken.

Heike Kamerlingh Onnes ist geboren zu Groningen im Jahre 1853. Er studierte an der Universität in Groningen und auch in Heidelberg, wo er einen Seminarpreis eroberte, der ihm erlaubte, im Laboratorium von Kirchhoff experimentell zu arbeiten.

Er erhielt die Doktorwürde 1879 mit einer Dissertation »Neue Beweise der Achsendrehung der Erde«. In dieser Arbeit wird das Problem des Foucaultschen Pendels erst eingehend mathematisch behandelt, und dann folgen Messungen mit einem Pendel von 1 m Länge, mit welchem er größere Genauigkeit erreichte, als andere Untersucher mit Pendeln von über 10 m.

Von 1878 bis 1882 war Onnes Assistent in Physik an der damaligen Polytechnischen Hochschule zu Delft unter Prof. Bosscha und hielt auch eine kurze Zeit dort die physikalischen Vorlesungen. Eine Arbeit: »Allgemeine Theorie der Flüssigkeiten«, in den Abhandlungen der Kon. Akademie zu Amsterdam 1881 veröffentlicht, zeigt schon den Weg, welchen Onnes von jetzt an nicht wieder verläßt.

1882 wurde er zum Professor in der Physik in Leiden als Nachfolger von Rijke ernannt. Seine Antrittsrede: »Die Bedeutung der quantitativen Untersuchung in der Physik« gab jetzt noch bestimmter die Richtung seiner zukünftigen Arbeitsweise an.

Von Anfang an hatte Onnes sich als Ziel vor Augen gestellt, Untersuchungen bei niedrigen Temperatur auszuführen, und er fing dann auch sofort an, sich auf das Verflüssigen von Gasen mit niedriger kritischer Temperatur einzurichten. Es waren dabei große Schwierigkeiten zu überwinden. Er fand ein sehr dürftig eingerichtetes Laboratorium vor. Die kleine im Kellerraum untergebrachte Werkstätte besaß nur eine kleine hölzerne Drehbank; der erste angekaufte Gasmotor war nur mit bedeutender persönlicher Kraftanstrengung in Gang zu setzen. Wenn man das vergleicht mit dem jetzigen reichlich ausgestatteten Institut, mit den großen gut ausgerüsteten Werkstätten, in welchen eine Anzahl tüchtige Mechaniker und Lehrlinge beschäftigt sind, in dem man, wo nur irgendwie Platz ist, eine Pumpe findet, die ein Unterteil einer der vielen Gaszyklen ausmacht, mit großen Gas-, Dampf- und elektrischen Motoren, so bekommt man den Eindruck, daß hier eine große Arbeit geleistet ist.

Nur allmählich, mit großer Anstrengung, konnte Onnes dieses erreichen. Er fing an sich mit Pumpen einzurichten, um nach dem Vorbilde Pictets nach der Kaskadenmethode stufenweise das Gebiet der niedrigen Temperaturen zu erobern. Zwei Kreisläufe, mit Clormethyl und mit Äthylen, wurden hergestellt, mit einer wichtigen Verbesserung durch Anwendung des Regeneratorprinzips. Diese Pumpen und auch die nachher angeschafften waren nicht ohne weiteres brauchbar für die Versuche mit kostbaren, mit äußerster Sorgfalt gereinigten Gasen. Die Apparate mußten verbessert, bisweilen ganz umgebaut werden. Aber die Schwierigkeiten schreckten ihn nicht.

1894, wo eine erste Beschreibung des Laboratorium, das jetzt den Namen »kryogenes Laboratoriums« führt, gegeben wird, waren Apparate hergestellt, um mit einer Temperatur von — 130 ° C bequem zu arbeiten, und das Verflüssigen von Sauerstoff und von Luft war nun bald erreicht.

Wasserstoff war nun an der Reihe, und 1905 war auch dieses Gas verflüssigt, etwas später, als es Dewar gelungen war. Es waren hier aber sofort alle Apparate so sorgfältig bearbeitet, daß eine betriebssichere Verflüssigung auch größerer Quantitäten möglich war, und Kochflaschen und andere Apparate standen bereit, um bei der erreichten Temperatur zu experimentieren. Hier war auch die Temperaturerniedrigung durch Ausdehnung ohne äußere Arbeit nach dem Joule-Kelvinschen Prinzip angewendet worden. Daß jeder weitere Schritt so viel Zeit beanspruchte, ist durch die vielen finanziellen und technischen Schwierigkeiten zu erklären und auch dadurch, daß zu gleicher Zeit eine Menge Hilfsapparate eingerichtet wurden, in erster Stelle für genaue Temperatur-Druckmessungen.

Die Technik solcher Messungen bei den sehr niedrigen Temperaturen mit Gasthermometern, Thermoelementen und Widerstandsthermometern und die Eichung dieser Apparate nach der theoretischen Temperaturskala waren neue Probleme, die viel Zeit erforderten. Für die absoluten Messungen der hohen Drücke wurde ein offenes Manometer aus 15 hintereinander geschalteten Manometerröhren und Druckübertragung durch komprimiertes Gas gebaut, welches 60 at. zu messen gestattete, mit einer Genauigkeit von $^1/_{10000}$.

Dazu kam, daß auch eine ganze Reihe Untersuchungen auf anderen Gebieten im Laboratorium ausgeführt wurde. Neben solchen, die sich auf die Zustandsgleichung der Gase und den kritischen Punkt beziehen, fand man da Untersuchungen über Flüssigkeitsreibung, Kapillarität, Kerr-Effekt, magnetische Drehung der Polarisationsebene, thermo- und galvanomagnetische Effekte, Hall-Effekt und dielektrische Konstanten verflüssigter Gase. Hier wurde auch die magnetische Spaltung der Spektrallinien durch Zeeman entdeckt.

Wer das Vorrecht genossen hat, dort zu arbeiten, weiß, mit wie großer Hingebung Onnes sich um die Arbeiten seiner Schüler mühte und wie er durch viele wichtige Vorschläge immer wieder neue Anregung zu geben wußte.

Die Entdeckung des Heliums war für Onnes eine Anregung, die Kaskadenreihe zu erweitern, und dem Wasserstoffzyklus folgte ein solcher mit Helium. Bei diesen sehr niedrigen Temperaturen, bei welchen sogar Luft sofort flüssig wird, wachsen alle Schwierigkeiten in außerordentlichem Maße, und besonders an den Wärmeschutz und an die Reinheit des Gases werden außerordentliche Forderungen gestellt.

Das Verflüssigen des Heliums konnte erst unternommen werden nach einer eingehenden Untersuchung über die Zustandsgleichung dieses Gases. Gerade hier tritt so deutlich hervor, wie immer wieder Onnes bei seinen Arbeiten durch die Theorie geleitet wurde, wie besonders das Gesetz der übereinstimmenden Zustände ihm von Anfang an fortwährend vor Augen stand. Hier war ein aussichtsvoller Angriff auf das neue Problem nur möglich, nachdem festgestellt war, bei welcher Temperatur das Verflüssigen zu erwarten war, und diese war nur durch Bestimmung der kritischen Temperatur und der Inversionstemperatur des Joule-Kelvineffektes durch Vergleichung mit Wasesrtoff annähernd zu bestimmen. Aber dazu mußte erst die Zustandsgleichung des Heliums bestimmt werden bis zu den jetzt erreichbaren Temperaturen. Mit den geringen verfügbaren Mengen des im Laboratorium aus Monazit bereiteten Gases war das eine mühsame Arbeit.

Glücklicherweise ergab sich, daß der Inversionspunkt durch Verdampfung flüssigen Wasserstoffes unter niedrigem Druck erreichbar war, und dadurch war die Möglichkeit der Heliumverflüssigung gegeben. Es galt jetzt noch, die Apparate zu konstruieren, in welchen es möglich sein würde, die sehr dicht beim absoluten Nullpunkt liegenden Temperaturen dauernd zu erhalten; aber auch dieses gelang, und am 10 Juli 1908, nach einem mühevollen Arbeitstag, konnte Onnes das flüssige Helium in den Apparaten beobachten.

Seitdem sind die Apparate verbessert und erweitert wordek, so daß es jetzt keine besonderen Schwierigkeiten mehr macht, Untersuchungen bei den niedrigsten Temperaturen auszuführen.

Es war wohl selbstverständlich, daß Onnes versuchte, so dicht wie möglich an den absoluten Nullpunkt heranzukommen. Die Verdampfung des Heliums unter niedrigem Druck war der gegebene Weg, und nur das Gefrieren des flüssigen Heliums würde eine Grenze stellen. Letzteres ist noch nicht erreicht, obwohl man bis zu einer Temperatur von etwa 1° C abs. vorgedrungen ist. Die Möguchkeit besteht also noch immer, daß es Onnes gelingen wird, noch weiter zu kommen und auch dabei die großen Schwierigkeiten der Temperaturmessung zu überwinden.

Durch die Heliumverflüssigung ist ein großes neues Gebiet der experimentellen Untersuchung zugänglich gemacht. Die Einrichtung mit den verschiedenen Gaszyklen ermöglicht es, bei allen gewünschten Temperaturstufen zu arbeiten. Das Laboratorium mit seinen großen Pumpen (10 Kompressoren, 3 Vakuumpumpen mit bis 360 m^3 gehender Kapazität) und seinen gegen Wärmeaustausch ausgezeichnet isolierten Kryostaten erhielt einen Weltruf, der Untersucher aus allen Gegenden der Welt nach Leiden heranzog. Die »Communications from the physical laboratory of the University of Leiden«, in welchen alle im Laboratorium ausgeführten Arbeiten von Anfang an aufgenommen sind, enthalten jetzt viele ausländische Namen, darunter sehr bekannte tüchtige Physiker.

Es wird nicht angehen, hier auf die vielen Arbeiten von Onnes und seine Mitarbeiter einzugehen. Eine Übersicht findet man in den oben genannten Gedenkbüchern. Sie umfassen zum großen Teil thermodynamische Messungen, besonders an ein- und zweiatomigen Gasen und ihre Mischungen und Untersuchungen, die sich auf Temperatur -und Druckbestimmungen beziehen, wie der Widerstand und thermoelektrische Eigenschaften der Metalle bei niedrigen Temperaturen[1]). Immer zeigt sich dabei, wie großen Wert Kamerlingh Onnes auf eine sorgfältige Ausarbeitung der Arbeitsmethoden und Apparate legt, so daß die größtmögliche Zuverlässigkeit und Genauigkeit der Resultate verbürgt wird.

In den späteren Jahren, als die niedrigen Temperaturen erreicht waren, findet man diese angewendet bei Untersuchungen verschiedenster Art, wie die von H. und J. Becquerel über Phosphoreszenz und über das Zeeman-Effekt, von Weiß, Perrier, Oosterhuis über Magnetisierung, Beckmann über Hall-Effekt und Mad. Curie über Radiumstrahlung.

Besondere Erwähnung verdient die Entdeckung der Supraleiter durch Onnes. Bei Temperaturen von 1° bis 2° vom abs. Nullpunkt verschwindet der elektrische Widerstand verschiedener Metalle plötzlich, so daß dann ein elektrischer Strom ohne Potentialgefälle und ohne Wärmeentwicklung hindurchgeht.

Viele Ehrungen hat Onnes erhalten. Die bedeutendsten wissenschaftlichen Gesellschaften aller Länder haben ihn zum Mitglied ernannt, die Universität zu Berlin und die Technische Hochschule zu Delft haben ihm Ehrendoktorate verliehen, 1913 wurde ihm der

[1])Wir werden auf das neue Gedenkbuch noch zurückkommen. Die Schriftltg.

Nobelpreis überreicht, und noch immer wird jedes Jahr die große Liste der Ehrungen erweitert.

Gewiß werden am 11. November viele Freunde und Verehrer dem Jubilar huldigen.

Möge es ihm gegeben sein, noch viele wichtige Arbeiten und neue Entdeckungen in seinem Laboratorium zu erleben.

Delft, im September 1922.

L. H. Siertsema.

Drehkolbenmaschinen als Kraft- und Arbeitsmaschinen.[1])

Von Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig. (Schluß.)

9. Während die beiden zuletzt besprochenen Kurbelkapselwerke aus dem zentrischen Schubkurbelgetriebe hervorgingen, sollen jetzt noch einige erfolgreiche Bauarten genannt werden, die sich kinematisch auf die oszillierende Kurbelschleife nach Abb. 117 zurückführen lassen.

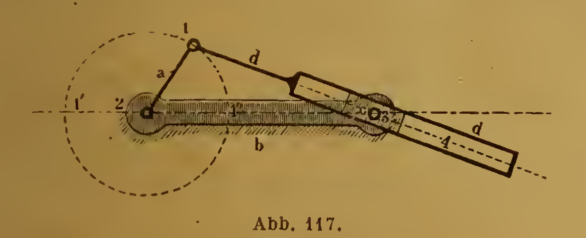


Abb. 117.

Es sind dies die bekannte Pumpe von Knott, nach Abb. 118[1]), die 1863 in England patentiert wurde, und das Gebläse von Wedding nach Abb. 119[2]), das 1868 in Preußen patentiert wurde. Beide Maschinen wurden in den siebziger Jahren des vorigen Jahrhunderts für kleine Leistungen und Druckhöhen als langsamlaufende Maschinen mit großer Exzentrizität gebaut.

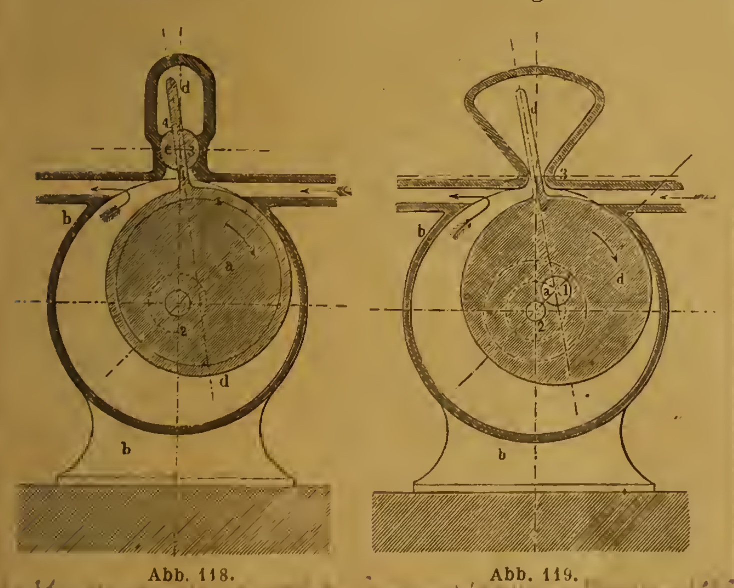


Abb. 118. Abb. 119.

Zwei Wedding-Ventilatoren von je 6 PS mit hölzernem Kolben bedienten mehrere Jahre in den Spandauer Artilleriewerkstätten die Schmiedefeuer. Die Periodischen Druckschwankungen, die im obersten Totpunkt wegen der vorübergehenden Verbindung von Saug- und Druckraum eintreten, wurden aber bei der geringen Drehzahl recht störend empfunden. Die Maschine wurde dann in den letzten 50 Jahren kaum noch gebaut, und erst nach dem großen Kriege ist von Direktor Güttner in der Maschinenfabrik Sylbe & Pondorf in Schmölln (Sachsen-Altenburg) eine auf diesem Prinzip beruhende nach modernen Grundsätzen konstruierte schnellaufende Hochdruck-Drehkolbenmaschine (Abb. 120) auf den Markt gebracht, die recht beachtenswerte Eigenschaften besitzt und für uns deswegen von besonderem Interesse ist, weil sie in erster Linie für die Zwecke der Kältetechnik geschaffen wurde.

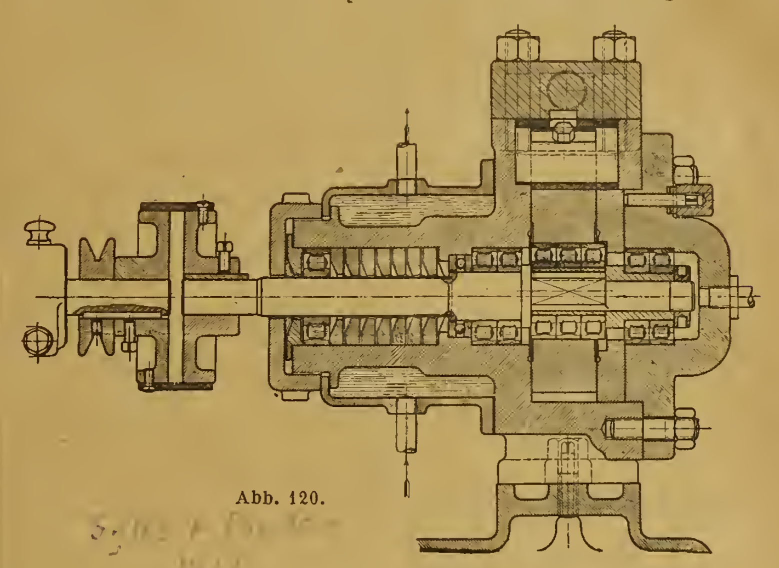


Abb. 120.

Bei dieser Maschine ist vor allem in klarer Erkenntnis der Wichtigkeit, gleitende Reibung weitgehend zu vermeiden, eine möglichst kleine Exzentrizität gewählt worden, und zwar bei kleinen Kompressoren nur etwa 5 vH und bei mittleren bis zu 10 vH. Die Welle und das Exzenter laufen auf Kugellagern. Die Reibung zwischen den Stirnflächen des Kolbens und den Deckeln wird durch Druckschmierung verringert. Das Öl tritt seitlich in das Gehäuse ein und schmiert die Rollenlager, das Gehäuseinnere und die Kolbenstirnflächen. Die von den komprimierten Dämpfen in die Druckleitung mitgerissenen Tropfen gelangen in einen Ölabscheider und werden dann wieder der Maschine zugeführt, so daß der Ölverbrauch sehr gering ist.

Um bei der einfachen Liniendichtung zwischen Kolben- und Gehäuseumfang auch bei größeren Drucksteigerungen, wie sie im Kältemaschinenbau beispielsweise bei Ammoniak verlangt werden, ein Zurückströmen komprimierter Dämpfe in den Saugraum zu vermeiden, müssen besondere Vorkehrungen getroffen werden. Zunächst bietet die Wahl einer kleinen Exzentrizität auch hier wieder Vorteile. Der sichelförmige Raum ist dann in der Nähe der Berührungskante sehr schmal, und es entsteht in dem die Laufflächen be-

[1]) Reuleaux, a. a. O., S. 357; ferner Fr. König, Die Pumpen. Verlag H. Costenoble, Berlin 1902, S. 239, und Hartmann-Knocke, Die Pumpen. Verlag Springer, Berlin 1906, 3. Auflage. S. 406.

[2]) Reuleaux, a. a. O., S. 358.

netzenden Öl eine starke kapillare Wirkung. Die kapillare Ölschicht, die der Kolben bei seiner Bewegung dauernd mit sich führt, dürfte zur Abdichtung wesentlich beitragen.

Es ist selbstverständlich, daß der Kolben in das Gehäuse sehr genau eingepaßt sein muß, wie denn überhaupt die Herstellung dieser Maschine eine sehr genaue Werkstattsarbeit erfordert, wenn die höchsten Leistungen und besten Wirkungsgrade erreicht werden sollen. Trotz weitgehender Verminderung der Reibungsarbeit würde ein Festklemmen durch die ungleichmäßige Erwärmung von Gehäuse und Kolben durch das zu verdichtende Medium leicht eintreten können. Das dünnwandige mit Wasser gekühlte Gehäuse kann die Wärme viel besser ableiten, als der in der Mitte angeordnete Kolben. Ähnliche Schwierigkeiten ergeben sich, wenn irgendwelche kleine feste Fremdkörper (Sandkörnchen, Zunder) in die Sichel gelangen, über die der Kolben dann bei gasdichtem Einpassen nicht hinwegkommt. Diese Schwierigkeiten können nur durch elastische Lagerung des Exzenterkolbens auf der Welle vermieden werden. Schon bei den älteren Konstruktionen wurde ein solches elastisches Zwischenglied angewandt[1]). Es ist unzweckmäßig, dieses elastische Glied zwischen Kolben und Gehäuse, etwa in Form einer Bandage um den Kolben zu setzen, weil es sich hier rasch abnutzt. Wesentlich günstiger ist die patentamtlich geschützte Anwendung eines elastischen Gliedes (Plättchen, Federn) zwischen Wellenexzenter und Kolben. Dieses Glied muß natürlich so viel Vorspannung besitzen, daß der Kolben am Schluß der Kompression durch den Dampf- oder Gasdruck nicht vom Gehäuse abgehoben wird.

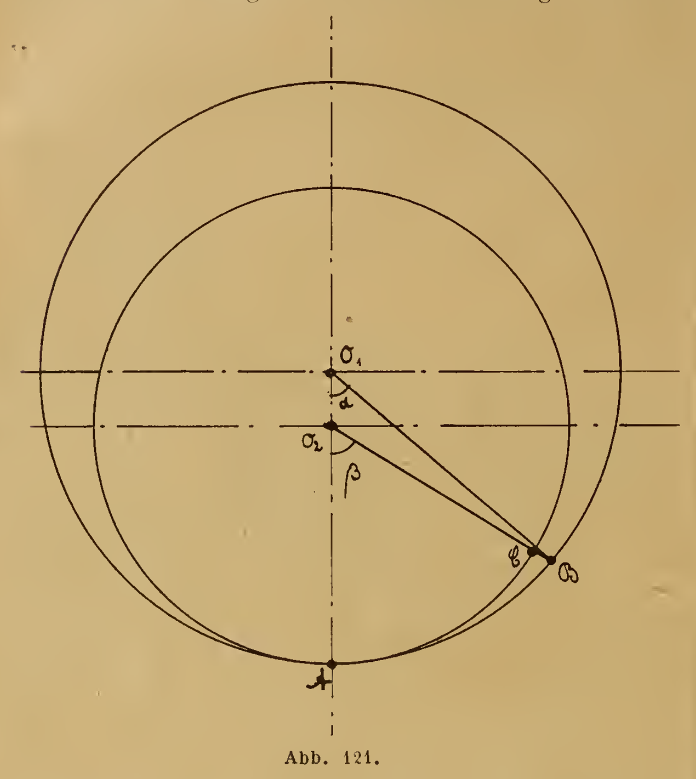


Abb. 121.

[1]) Vgl. z. B. Gentsch, a. a. O., S. 16, 17 und 46.

Man könnte vermuten, daß bei den zuletzt besprochenen Bauarten nach den Abb. 113—114 u. 117—120 bei gleichförmigem Umlauf des Kolbens auch ein völlig gleichförmiges Ansaugen im Gegensatz zu den Maschinen mit hin- und hergehendem Kolben stattfindet. Indessen kann man sich leicht davon überzeugen, daß das Ansaugen auch hier ganz ungleichförmig erfolgt. Zuerst werden nur sehr kleine Mengen angesaugt, weil die Sichel sehr schmal ist, dann steigt die Ansaugemenge stetig und erreicht bei einem Kurbelwinkel von 180° das Maximum, um dann wieder in gleicher Weise abzufallen. Das Ansaugevolumen V_a ist also dem Kurbelwinkel α keinesfalls proportional. Die genaue Berechnung ergibt sich aus Abb. 121. Setzt man die Länge des Kolbens und Gehäuses $l = 1$, bezeichnet man die beiden Halbmesser mit $r = O_2 C$ und $R = O_1 B$, den Kurbelwinkel $A O_1 B$ mit α und den Winkel $A O_2 C$ mit β, so wird, wenn die Berührung von A bis B vorgerückt ist,

$$V_a = A\,C\,B = A\,O_1\,B - A\,O_2\,C - O_1\,B\,O_2.$$

Ferner wird

$$A\,O_1\,B = \frac{\alpha}{360}\,\pi\,R^2 = 0{,}008727\,\alpha\,R^2$$

$$A\,O_2\,C = 0{,}008727\,\beta\,r^2$$

$$O_1\,B\,O_2 = \frac{1}{2}\,(R - r)\,R \sin\alpha.$$

Man erhält also

$$V_a = 0{,}008727\,(\alpha\,R^2 - \beta\,r^2) - \frac{1}{2}\,(R - r)\,R \sin\alpha.$$

Der Zusammenhang zwischen α und β ist dabei folgender (aus dem Dreieck $O_1\,O_2\,B$)

$$\operatorname{cotg}\beta = \frac{r}{R \sin\alpha} - \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}.$$

Für $\frac{r}{R} = 0{,}95$, also $\varepsilon = 1 - \frac{r}{R} = 0{,}05$, erhält man z. B. folgende in der Zahlentafel enthaltenen Werte.

α	β	V_a
0°	0°	0
30°	31° 30′	0,0012
60°	62° 30′	0,0097
90°	92° 38′	0,0325
120°	122° 65′	0,0589
150°	151° 52′	0,1015
180°	180°	0,1530

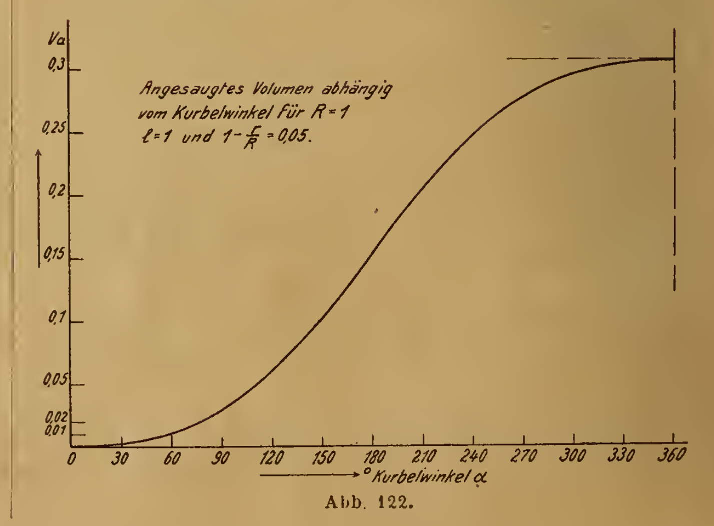


Abb. 122.

Zwischen 180 und 360° läuft die Kurve symmetrisch weiter. Der Verlauf ist in Abb. 122 wiedergegeben.

Die Ungleichmäßigkeit der Förderung ist bei Verwendung dieser Drehkolbenmaschine als Pumpe insofern nachteilig, als sich der Einbau eines Windkessels kaum vermeiden lassen wird, während man beispielsweise bei der in Abb. 109 u. 110 wiedergegebenen Maschine ohne Windkessel auskam.

Zum vollständigen Ausgleich der exzentrischen Kolbenmassen kann man natürlich auch hier zwei um 180° gegeneinander versetzte Kolben mit einer Trennungswand in einem Gehäuse anordnen und erreicht dadurch einen völlig ruhigen und geräuschlosen Gang bei Drehzahlen von 700 bis 1000 in der Minute.

Diese Maschine wird als Kältekompressor vorläufig für Leistungen von 1000 bis 25000 cal/h gebaut. Versuche an solchen Maschinen, die ich auf dem Versuchsstand der Maschinenfabrik Sylbe & Pondorf durchgeführt habe, ergaben Kälteleistungen in Kalorien pro m³ und in Kalorien pro PSh, die hinter denen guter Kleinkältemaschinen gewöhnlicher Bauart in keiner Weise zurückstehen. Sehr beachtenswert ist, daß eine kleine Maschine, die jahrelang in Betrieb war, nicht die

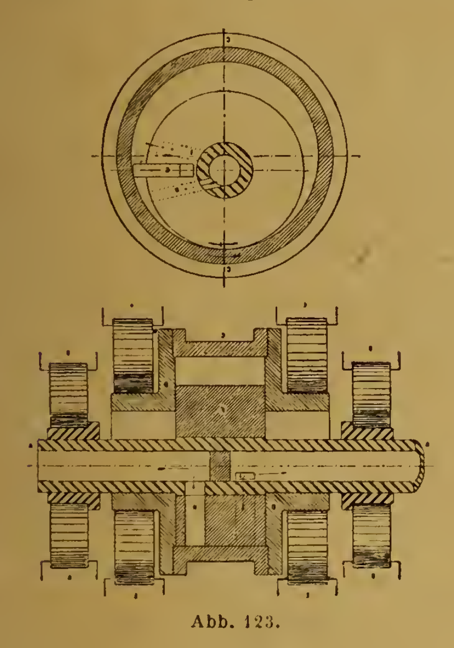


Abb. 123.

geringste Abnutzung der Laufflächen und keine Leistungsverminderung zeigte. Die Möglichkeit der direkten Kupplung mit einem Elektromotor, der Fortfall von Saug- und Druckventilen, die denkbar einfachste Bedienung, der sparsame Ölverbrauch, der geringe Platzbedarf und der völlig geräuschlose Gang bieten dann so nennenswerte Vorteile, daß mit einer Einführung dieser Maschine wohl gerechnet werden darf, sobald die Schwierigkeiten der Fabrikation überwunden sein werden.

Auf dem Versuchsstand wurde die Maschine auch als Luftkompressor (mit Kühlmantel um das zylindrische Gehäuse und die Deckel) und in ihrer Umkehrung als Druckluftmotor untersucht. Die Veröffentlichung von Versuchszahlen behalte ich mir noch vor.

10. Sehr interessant ist ferner die in Abb. 123 bis 125 dargestellte im Jahre 1899 auf den Markt gebrachte Maschine von C. A. und O. W. Hult in Stockholm, die in Deutschland als Dampfmaschine von der (inzwischen erloschenen) Kieler Maschinenbau-A.-G. vorm. C. Daevel in Größen von 2 bis 100 PS gebaut wurde[1]). Diese Bauart ist besonders als Schiffsmaschine ausgeführt worden; hier kommen ja die allgemeinen Vorzüge der Drehkolbenmaschine — Verringerung der Massenwirkungen, leichte Umsteuerbarkeit, geringes Gewicht und geringer Platzbedarf — besonders zur Geltung. Auch hier ist auf eine weitgehende Verringerung der gleitenden Reibung besonders Wert gelegt, und auch hier finden wir einen im Gehäuse exzentrisch gelagerten zylindrischen Kolben, der auf dem inneren Gehäuseumfang hypozykloidal abrollt. Nur ist das Gehäuse hier nicht, wie bisher, in Ruhe, sondern rotiert ebenfalls, so daß beide Zylinder relativ ineinander abrollen. Der Aufbau ist auf Abb. 123 am deutlichsten zu erkennen: Mit der hohlen Maschinenwelle A ist eine zylindrische Walze F fest verbunden. Dieses System ist in zwei an den Endpunkten der Welle angebrachten Lagern B in Rollen gelagert. Exzentrisch zu diesem System ist in den Rollenlagern E ein Zylinder C so gelagert, daß er die Walze F tangiert. In dem sichelförmigen Raum zwischen Walze und Zylinder, der in axialer Richtung von den Zylinderdeckeln begrenzt wird, spielt sich der Arbeitsvorgang des Dampfes ab. In die Walze ist der Schieber G eingesetzt, der bei der Rotation durch die Zentrifugalkraft an die Zylinderwand gedrückt wird und dadurch abdichtet. Würde dieser Schieber an der feststehenden Zylinderwand gleiten, so wäre das für die Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit der Maschine sehr nachteilig. Da der Zylinder C aber in den Rollenlagern E ganz leicht drehbar angeordnet ist, so wird er von der rotierenden Walze F mitgenommen und rotiert mit der gleichen Umfangsgeschwindigkeit wie die Walze. Die Walze rollt also relativ auf dem inneren Zylinderumfang ab. Aber auch für den Kolbenschieber G kommt als Gleitgeschwindigkeit dann nur noch die Differenz zwischen der Umfangsgeschwindigkeit der aufliegenden Schieberkante und des Zylinders in Frage, die zwischen dem Wert Null in der untersten Stellung des Schiebers und einem Wert von etwa 3 m/s in der obersten Stellung schwankt, während die Umfangsgeschwindigkeit des Zylinders und der Walze über 20 m/s erreicht. Die Gleitgeschwindigkeit und damit der Reibungsverlust werden auch hier um so kleiner, je geringer die Exzentrizität zwischen Walze und Zylinder ist. Mit abnehmender Exzentrizität wird aber auch der Arbeitsraum für den Dampf und damit auch die Leistung immer kleiner.

Für einen 100 PS-Hult-Motor ist bei $n = 600$ Touren pro min $D = 776$ mm und $d = 680$ mm, es wird also die Exzentrizität

$$\varepsilon = \frac{776 - 680}{776}\, 100 = 12{,}4\,\%.$$

[1]) Vgl. z. B. Dubbel, Berechnen und Entwerfen von Dampfmaschinen. V. Auflage. 1921. S. 518.

Die Gleitreibung ist also im Vergleich mit dem stillstehenden Zylinder auf den achten Teil vermindert. Das gleiche gilt auch für die Reibung zwischen den Stirnflächen der Walze und den Zylinderdeckeln.

In den Abb. 124 und 125 ist die Ausführungszeichnung dieser Maschine wiedergegeben. An Stelle eines Schiebers sind hier deren drei vorgesehen, von denen im Ruhezustand der Maschine stets einer durch seine Schwere gegen die Zylinderwand gedrückt wird, was für das Anlassen genügt. Die Maschine mit drei Schie-

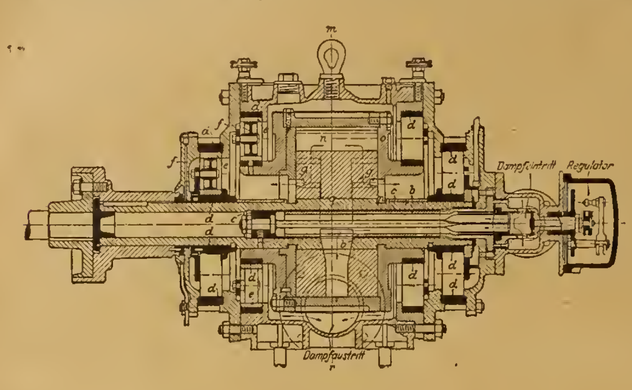


Abb. 124.

bern leistet bei gleichen Abmessungen etwa das Doppelte der Einschiebermaschine. Der Dampf tritt durch die hohle Welle ein und wird durch die feste Hülse *b* und die mit der Welle umlaufende Hülse *c*, welche die Einströmungskanäle enthalten, gesteuert. Die Ausströmungskanäle münden in die Stirnflächen der Walze und werden durch die Relativbewegung von Zylinder und Walze gesteuert.

Bei Kesseldrücken von 6 bis 7 at und Auspuffbetrieb wurden an diesen Maschinen wiederholt Dampf-

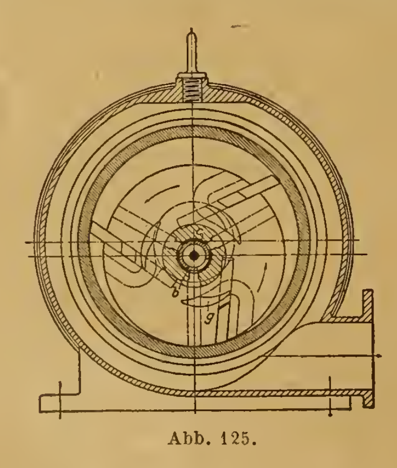


Abb. 125.

verbrauche von etwa 20 kg für die effektive Pferdestärke und Stunde gemessen, was für einen Schnelläufer nicht übermäßig viel ist. Eine Hult-Maschine von 25 PS befindet sich auch im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule, Danzig.

11. Die Hult-Maschine hat keinen nennenswerten Erfolg gehabt und wird seit mehreren Jahren nicht mehr gebaut. Der Grund hierfür liegt aber sicher weniger in technischen Mängeln der Konstruktion als in rein geschäftlichen Momenten. Vor zwei Jahren wurde das Prinzip dieser Bauart in Amerika wieder aufgegriffen und ein rotierender Kompressor geschaffen, der recht günstige Betriebszahlen aufwies[1]).

Aus den Abb. 126 und 127 ist die prinzipielle Übereinstimmung mit der Bauart von **Hult** ersichtlich. Eine ausführliche Beschreibung dieses Kompressors ist in dieser Zeitschrift[2]) schon gegeben worden und kann hier unterbleiben. Die Durchmesser von Zylinder und Walze sind hier so wenig verschieden, daß die Exzentrizität nur noch 6 bis 7 vH beträgt. Die Schmierung

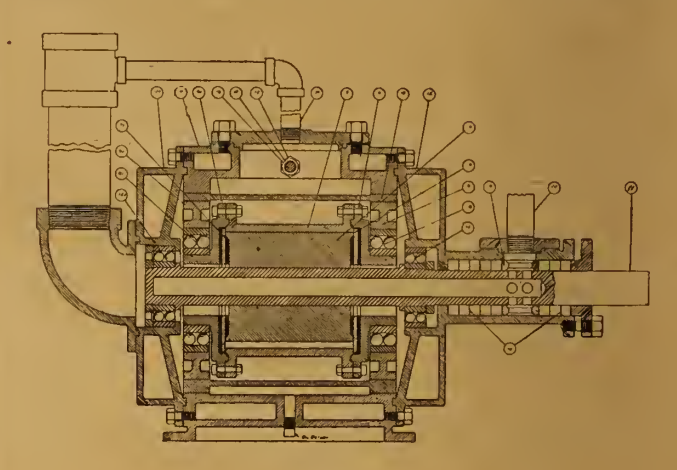


Abb. 126.

an den Stirnflächen der Walze und an den Gleitflächen des Schiebers 3 (Abb. 127) ist sehr sorgfältig ausgebildet. Es wird dadurch nicht nur eine gute Abdichtung sondern auch eine Verringerung der schädlichen Räume erzielt. Der volumetrische Wirkungsgrad soll beim Betriebe mit Luft und bei Gegendrücken von 6 bis 9 at 83 bis 93 vH erreicht haben. Der mechanische Wirkungsgrad wurde bei einfach wirkenden Maschinen (mit

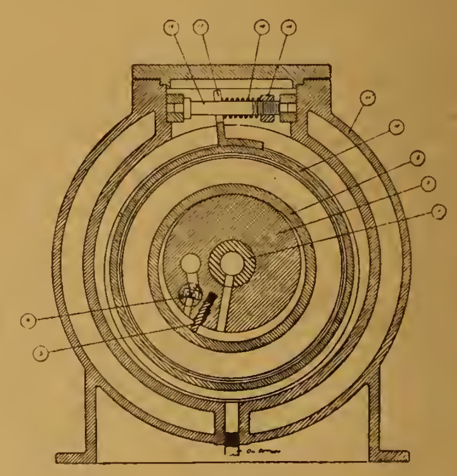


Abb. 127.

einem Schieber) zu 80 bis 82 vH und bei doppelwirkenden Maschinen (mit zwei Schiebern) bis zu 86 vH gemessen. Mit der Drehzahl ist man bis 1750 in der Minute gegangen. Die Maschine hat auch als Kältekompressor Verwendung gefunden. Sie wird für kleine und mittlere Leistungen gebaut.

[1]) W. S. E. Rolaff, Americ. Soc. of Refrig. Eng. Journal, Juli 1920.
[2]) Heft 10, 1921.

12. Neben den bisher besprochenen Kurbelkapselwerken mit nur einer Welle gibt es, wie bereits zu Beginn hervorgehoben wurde, noch Kapselräderwerke mit zwei oder mehr parallelen Wellen, deren Wirkung auf dem richtigen Eingreifen entsprechend geformter Kolbenkörperprofile beruht. Da dieses Eingreifen aber lediglich die Abdichtung und nicht die Kraftübertragung bewirken kann, so bedürfen solche Kapselräderwerke noch der Übertragungsstirnräder, die einen ruhigen Gang bei hoher Drehzahl kaum ermöglichen. Diese Kategorie, die durch sehr zahlreiche Bauarten vertreten ist, beschränkt sich auf das Gebiet mäßiger Drücke und Drehzahlen für Pumpen und Gebläse. In den diese Gebiete behandelnden Lehrbüchern findet sie eine eingehende Würdigung[2]), so daß auf dieselben verwiesen werden kann.

Zusammenfassung.

Die Drehkolbenmaschinen bieten grundsätzlich so wesentliche Vorteile, daß sie in Zukunft neben den gewöhnlichen Kolbenmaschinen und den Turbomaschinen zweifellos den ihnen gebührenden Platz einnehmen werden. Gerade in letzter Zeit macht sich ein steigendes Interesse für diese Bauart bemerkbar. Als Niederdruckmaschinen mit mäßigen Drehzahlen (für Pumpen und Gebläse) wurden sie schon früher vielfach verwendet, ohne daß die Herstellung besondere Schwierigkeiten bereitete. Die Bestrebungen zielen jedoch darauf hinaus, schnellaufende Hochdruckmaschinen für direkte Kupplung mit Elektromotoren zu entwickeln. Dann muß in der Konstruktion und im Betriebe das Hauptaugenmerk auf weitgehende Herabsetzung der gleitenden Reibung, auf eine sehr sorgfältige Abdichtung und elastische Lagerung des Kolbens gerichtet und in der Herstellung große Genauigkeit verlangt werden. Die Anwendungsgebiete werden sich voraussichtlich auf kleine und mittlere Leistungen beschränken.

Die Beeinflussung der Druckverhältnisse an Berieselungsverflüssigern.

Von Dipl.-Ing. M. Hirsch, V. B. J. Frankfurt a. M.

Der Besitzer einer Kälteanlage, die mit einem Berieselungsverflüssiger arbeitet, denkt im allgemeinen nicht daran, ob es möglich ist, den Gang der Anlage irgendwie durch Änderung der von selbst sich ergebenden äußeren Verhältnisse günstig zu beeinflussen. Beim Tauch- und Doppelrohrverflüssiger weiß er, daß mit Vergrößerung der Kühlwassermenge die Kühlwasserablauftemperatur sinkt und damit Verflüssigungsdruck und Kraftbedarf abnimmt. Beim Berieselungsverflüssiger wird er sich dagegen darauf beschränken, stets dafür zu sorgen, daß die Oberfläche der Kühlsysteme frei von mechanischen Verunreinigungen ist, und daß durch die Umwälzpumpe immer soviel Wasser gefördert und durch die Wasserverteilungsvorrichtung gleichmäßig ausgebreitet wird, daß die ganze Kühlfläche eine volle Berieselung erfährt. Zusatzwasser führt er daher im allgemeinen in der Menge zu, die verfügbar ist, ohne Rücksicht darauf, ob sie wesentlich größer ist als die zu ersetzende Menge verdunstenden Wassers. Luft läßt er zutreten, soviel mag, in dem Gedanken, daß ein Überschuß die Kühlwirkung nur verbessern kann.

Die untere Grenze der Zusatzwassermenge ist dadurch gegeben, daß nur ein kleiner Teil der an dem Verflüssiger abzuführenden Wärme durch Berührung mit der umgebenden Luft weggetragen wird, ein weiterer, unerheblicher Anteil mit dem überschüssigen, durch den Überlauf abfließenden Wasser verschwindet, während der verbleibende, größere Rest durch Verdunstung gebunden werden muß. Nimmt man beispielsweise für eine Verflüssigerleistung von 1000 kcal/h eine Rohroberfläche von 1 m^2 und eine Berührungsfläche zwischen Wasser und Luft von etwa dem Doppelten — die genaue Zahl hängt ab von dem Abstand der einzelnen Rohre und den Kunstmitteln, um den Wasserschleier zwischen den einzelnen Rohren in Tropfen auseinanderzureißen —, so kann der Teil der Verflüssigungswärme, den die Luft durch Berührung wegführt, zu $2 \cdot 6 \cdot 5 = 60$ WE/1000 kcal/h die Verflüssigerleistung geschätzt werden, wobei 6 als Übertragungskoeffizient von Wasser an Luft und 5 als mittlere Temperaturdifferenz zwischen Wasser und der unmittelbar benachbarten Luftschicht angenommen ist. Werden ferner für je 1000 kcal/h Verflüssigerleistung 10 Liter Zusatzwasser beigefügt, denen entsprechend durchschnittlich 8,5 Liter um 10° erwärmt abfließen mögen, so tragen diese $8{,}5 \cdot 10 = 85$ WE. für je 1000 kcal/h Verflüssigerleistung weg. Der verbleibenden Differenz von $1000 - 60 - 85 = 855$ kcal/h entsprechend, müssen demnach von dem Zusatzwasser rund $\frac{855}{600}$ = etwa 1,5 Liter verdunsten. Dieses Maß von 1,5 Liter für je 1000 kcal/h Verflüssigerleistung würde bei den angenommenen Verhältnissen die Mindestmenge von Zusatzwasser darstellen.

Die untere Grenze der Luftmenge hängt ab von den atmosphärischen Verhältnissen und vor allem von dem relativen Sättigungsgrad. Je mehr Feuchtigkeit die Luft bis zur vollständigen Sättigung aufzunehmen vermag, um so geringer ist die für Abführung der Verdunstungswärme erforderliche Luftmenge. Besitzt beispielsweise die Außenluft eine Temperatur von 20° C und ist sie zu 50 vH gesättigt — entsprechend einem Feuchtigkeitsgehalt von 8,6 g/m^3 —, so vermag sie bei gleichzeitiger Erwärmung auf beispielsweise 21,5° C, bis zur vollständigen Sättigung — 18,8 g/m^3 — 10,2 g/m^3 aufzunehmen, entsprechend einer Wärmebindung durch Verdunstung von rd. $10{,}2 \cdot 0{,}6 = 6{,}1$ kcal. Es sind daher für Bindung der 855 kcal $\frac{855}{6{,}1} = 140$ m^3 Luft für 1000 kcal/h Verflüssigerleistung erforderlich, deren Erwärmung um 1,5° einer Aufnahme von

---

[2]) Z. B. bei Hartmann-Knoke, a. a. O., S. 411 bis 422, auch bei Reuleaux I, a. a. O., S. 390 bis 410.

140 · 1,5 · 0,31 = rund 65 kcal entsprechen, also etwa gleich den oben angenommenen 60 kcal.

Wird eine Zusatzwassermenge angewandt, die größer ist als die mindest erforderliche, so wirkt dieses Mehr nur solange günstig, wie die Temperatur des gesamten, umlaufenden Wassers höher ist, als die Temperatur des Zusatzwassers. Ebenso ergibt ein Übermaß von Luftzuführung nur so lange Vorteile, als die Lufttemperatur niedriger liegt, als die Temperatur des umlaufenden Kühlwassers. Genau genommen, muß die höchste Lufttemperatur an dem nassen Thermometer beobachtet werden, weil der höchste Kühleffekt der umlaufenden Luft auf das umlaufende Wasser durch dessen Anzeige gekennzeichnet wird.

Die Grenzen für die hierbei maßgebenden Verhältnisse lassen sich, zunächst theoretisch, festlegen. Für jede ausgeführte Berieseleranlage läßt sich eine charakteristische Zahl denken, dergestalt, daß sie die Spannungsdifferenz zwischen der Wasseroberfläche und dem Feuchtigkeitsgehalt der umgebenden Luft mißt, die erforderlich ist, um die Verdunstungswärme — in unserem Beispiele 855 kcal für 1000 kcal/h Verflüssigerleistung — abzuführen. Den Schlüssel hierfür bietet das Daltonsche Gesetz

$$G = \frac{45{,}6 \cdot c \cdot F \cdot (S_1 - S_2)}{B}$$

oder

$$S_1 - S_2 = \frac{G \cdot B}{45{,}6 \cdot c \cdot F}$$

bzw. für unsere Annahme, unter Voraussetzung eines Barometerstandes $B = 760$ mm QS und mäßig bewegter Luft — $c = 0{,}7$ —,

$$S_1 - S_2 = \frac{1{,}5^{1)} \cdot 760}{45{,}6 \cdot 0{,}7 \cdot 2} = \text{rd. } 18 \text{ mm QS.}$$

Die Wassertemperatur stellt sich demnach derartig ein, daß die ihr entsprechende Spannung um 18 mm QS höher liegt als diejenige des Wasserdampfes der umgebenden Luft. Auf dieser Grundlage und unter Annahme, daß durch lebhafte Luftbewegung in unmittelbarer Nachbarschaft der Wasseroberfläche die Verhältnisse der äußeren Atmosphäre herrschen, sind in den Ordinaten der Abb. 128 die Temperaturen des umlaufenden Wassers dargestellt, die sich bei den in den Abszissen angegebenen Lufttemperaturen einstellen, wenn der Sättigungsgrad die den einzelnen Kurven beigeschriebene Höhe besitzt. In der gleichen Abbildung ist die Linie der mit + 10° C angenommenen Temperatur des Zusatzwassers eingezeichnet und eine durch den Nullpunkt gehende, um 45° geneigte Gerade, die alle Punkte vereinigt, bei welchen Luft- und Wassertemperatur gleich sind. Den gleichen Zusammenhang stellt Abb. 129 dar, wenn die erforderliche charakteristische Spannungsdifferenz nicht 18 mm QS, sondern 5 mm QS beträgt, also die Verdunstungsverhältnisse, vor allem durch weitergehende Wasserzerteilung, wesentlich günstiger sind, als in unserem Zahlenbeispiel angenommen. Es leuchtet nun ein, daß für alle, durch die

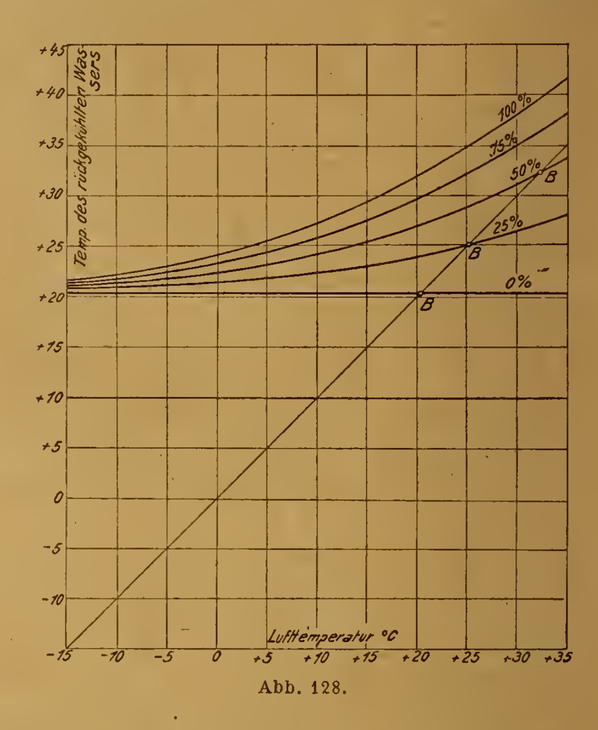


Abb. 128.

Kurven der Abb. 129 dargestellten Verhältnisse unterhalb der + 10° C-Linie ein Mehr von Zusatzwasser die Verhältnisse verschlechtert, daß ferner für alle unterhalb der 45°-Linie liegenden Kurvenabschnitte

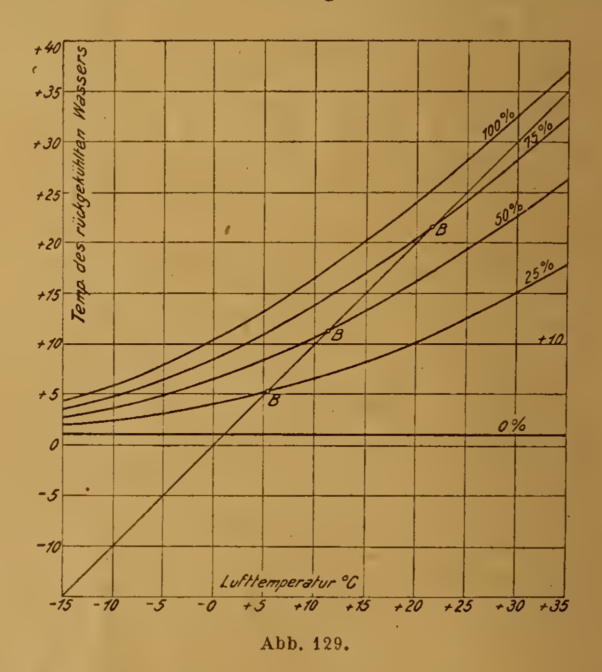


Abb. 129.

— Wassertemperatur niedriger als Lufttemperatur — ein Übermaß von Luftzufuhr schadet. Die Bedienung wird daher anzuweisen sein, im ersteren Falle die Zufuhr von Zusatzwasser so einzuschränken, daß nur ein minimaler Überschuß besteht, der Überlauf also nur ganz schwach läuft. In Abb. 128 liegt die Linie der Zusatzwassertemperatur unterhalb der Kurvenschar, tritt also dieser Fall überhaupt nicht

[1]) Genau genommen, ist die spezifische Verdunstungsmenge nicht konstant, weil die Anteile der Abkühlungswirkung durch Luftberührung und Wasseranwärmung sich verändern und sogar negativ werden können.

ein, wohl aber bei günstigeren Wasserverteilungsverhältnissen, wie Abb. 129 wiedergibt. Um für den zweiten Fall eine Regelung vornehmen zu können, ist es notwendig, den Berieseler mit einem Umbau

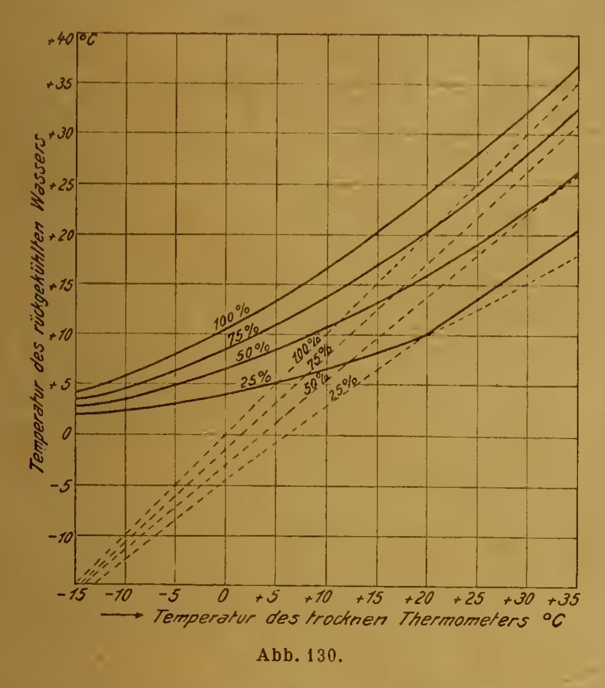


Abb. 130.

zu versehen und die Zutrittsöffnungen der Luft durch Jalousien od. dgl. regelbar zu machen.

Es ist Aufgabe der den Betrieb überwachenden Organe, durch Beobachtung der Wasserablauftemperatur, bei verschiedenen atmosphärischen Verhältnissen die charakteristische Zahl für die Spannungsdifferenz der betreffenden Anlage und daraus die empirischen Kurven zu finden, um sich derselben im angedeuteten Sinne zur Regelung von Wasser- und Luftzufuhr zu bedienen. Der im allgemeinen nicht übliche Umbau um den Berieseler wird hierbei allerdings Bedingung. Werden die gegebenen Leitsätze befolgt, so wird man es ebensowenig erleben,

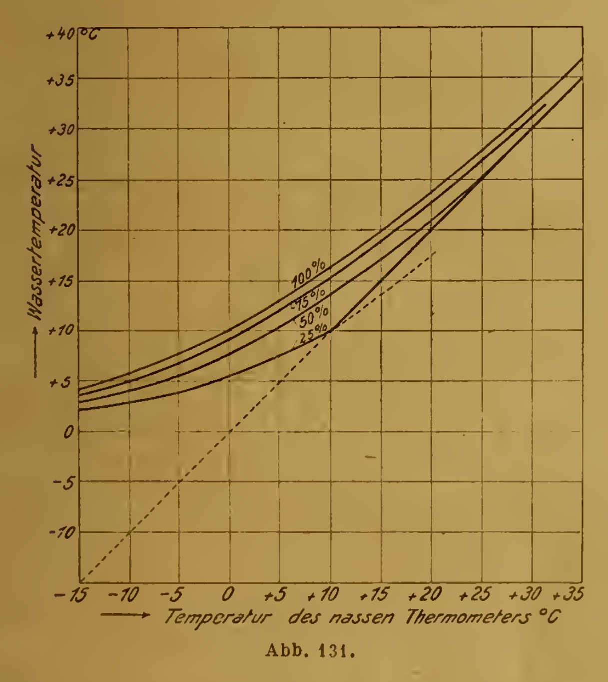


Abb. 131.

daß draußen starker Frost herrscht, dessen günstige Wirkung durch unsinnige Zufuhr von Zusatzwasser vernichtet wird, wie daß bei trockenem, heißem Wetter der Föhn ungezügelt über den Verflüssiger streicht und die Vorteile der günstigen Verdunstungsverhältnisse beeinträchtigt.

Abb. 130 ist eine Wiedergabe der Abb. 129, enthält in den von der linken Ecke ausgehenden Strahlen jedoch die Angaben des nassen Thermometers und damit der tiefsten Wassertemperatur, die bei unendlich großer Oberfläche und Luftmenge und geringsten Wasserzusatz erreichbar wird. Es zeigt sich, daß für die 25-vH-Kurve der Abb. 129 der zwischen 20 und 35° C (trockenes Thermometer) Lufttemperatur liegende Teil unmöglich und durch die Temperaturlinie des nassen Thermometers zu ersetzen ist. Für den praktischen Gebrauch dürfte es vorteilhaft sein, die am nassen Thermometer beobachtete Temperatur an Stelle der Anzeige des trockenen Thermometers als Abszisse zu verwenden. In dieser Weise gibt Abb. 131 die Abb. 129 in veränderter Form wieder. Die unter 45° geneigte Gerade bezeichnet alsdann genau die tiefste Wassertemperatur, die bei den jeweiligen atmosphärischen Verhältnissen möglich ist.

Neue Wege der Werbung im Maschinenbau.

Von Prof. G. v. Hanffstengel, Charlottenburg.

Notwendigkeit der Gedächtnisentlastung.

Der Werbung fallen dreierlei Aufgaben zu; die Aufmerksamkeit zu erregen, den angebotenen Gegenstand dem Gedächtnis einzuprägen und endlich den Kaufentschluß zustande zu bringen. In der Maschinenindustrie wird die erste Aufgabe gewöhnlich Anzeigen und Flugblättern zugeteilt, die dritte längeren aufklärenden Druckschriften oder der persönlichen Einwirkung auf den Kunden überlassen. Die zweite, die Beeinflussung des Gedächtnisses, läuft etwas nebenher; man nimmt an, daß jede Werbemaßnahme — namentlich bei stetiger Wiederholung — das Gedächtnis beeinflußt, eine Erinnerung zurückläßt. Wie sehr man sich hierin täuschen kann, ist durch psychotechnische Versuche erwiesen worden[1]).

Im Geschäftsleben wird sonst in allererster Linie dem Umstande Rechnung getragen, daß das Gedächtnis der in der schaffenden Praxis stehenden Männer überlastet ist, so daß man dem Gedächtnis nicht Aufgaben zuteilen darf, die sich mit mechanischen Hilfsmitteln, z. B. durch Karteien, erledigen lassen. Die Werbung dagegen hat die Mittel der Gedächtnisentlastung noch kaum entdeckt. Sie wirft Anzeigen, Flugblätter, Broschüren, Kataloge hinaus, alle in verschiedenem Format, so daß der verzweifelte Empfänger keinen passenden Schrank, kein passendes Regal findet und schließlich zu einer Stelle seine Zuflucht nimmt, die für alle Formate paßt, zum Papierkorb. Als Hilfsmittel zum Wiederauffinden des Namens von Firma und Erzeugnis bleibt — das Gedächtnis.

Stimmt es den an wirtschaftlichstes Arbeiten gewöhnten Werkleiter nicht zuweilen nachdenklich, wenn er sieht, wie geradezu unglaublich gering der Wirkungsgrad der Werbung in der Maschinenindustrie ist?

Aber wir stehen hier vor einer merkwürdigen geistigen Einstellung. Als vornehmste Aufgabe der Werbetätigkeit erscheint vielen, wenn nicht den meisten Beteiligten die Bekämpfung

[1]) Vgl. »Praktische Psychologie« 1920 Heft 7; 1921 Heft 9.

des Wettbewerbes durch Verherrlichung der eigenen Leistungsfähigkeit, statt daß sie der Käuferschaft des Aufbewahrens werte Mitteilungen vorlegen, in denen sachlich, klar und leicht verständlich gesagt ist, was für Eigenschaften die Erzeugnisse haben, für welche Verhältnisse sie sich eignen und was für Ergebnisse damit erreicht worden sind. Darum das Streben, unter Hintansetzung des Inhalts der Veröffentlichungen um jeden Preis durch die äußere Form aufzufallen, sich gänzlich von allem, was war und was ist, zu unterscheiden. Für einfache Gebrauchsgegenstände mögen solche Mittel hinreichen; auch bei Maschinen ist dieser Gesichtspunkt nicht einfach beiseite zu schieben. Aber wenn man ihn fast ausschließlich betont, wird unerhört viel Arbeit und Geld nutzlos vertan. Eine Maschine wird ja doch nicht wie ein neues Mundwasser deshalb gekauft, weil sie laut angepriesen wird. Meist hat man es mit sachverständigen Käufern zu tun, die sich gründlich unterrichten wollen und alle verfügbaren Unterlagen hierfür zusammentragen, ehe sie ihren Entschluß fassen.

Grundlagen für eine einheitliche Durchbildung der Werbedrucksachen.

Es wäre ein Leichtes, die für Werbezwecke bestimmten Veröffentlichungen in eine Form zu bringen, in der sie sich dauernd aufbewahren und jederzeit sofort wieder auffinden lassen. Die Vorbedingungen sind gegeben, nachdem der Normenausschuß der Deutschen Industrie einheitliche Papierformate festgelegt, die Technisch-Wissenschaftliche Lehrmittelzentrale einheitliche Formen für Referatenblätter, betreffend technisch-wissenschaftliche Ergebnisse, eingeführt und ferner begonnen hat, der allgemeinen Benutzung der Internationalen Dezimalklassifikation in Deutschland die Wege zu ebnen.

Es ist ein großes Verdienst des »Normenausschusses«, daß er — nach jahrelangen Kämpfen — die Formatfrage zu einem endgültigen Abschluß gebracht hat.

Die »Lehrmittelzentrale«, die auf Anregung von Dr.-Ing. Lasche gegründet und dem Deutschen Verband Technisch-wissenschaftlicher Vereine angeschlossen ist, verfolgt in erster Linie den Zweck, die Hilfsmittel des Vortrages an den technischen Lehranstalten und im Ingenieurfortbildungswesen auf die denkbar höchste Stufe zu bringen, die nach ihren Leitsätzen hergestellten Lehrmittel in weitesten Kreisen zu verbreiten und das technisch-wissenschaftliche Arbeiten nach jeder Richtung zu erleichtern. Als Lehrmittel dienen nicht nur Lichtbilder und Lehrbildtafeln, sondern auch Textblätter mit Bild, die an die Hörer verteilt werden, die aber weiter auch den in der Praxis stehenden Ingenieuren zur Unterrichtung über die Fortschritte der technischen Wissenschaft zur Verfügung stehen. Für die Sammlung dieser Textblätter, die nach den Vorschriften des Normenausschusses (D I Norm 476) in der Größe 210 × 297 mm hergestellt werden, sind Karteien vorgesehen, in welche die Blätter, zweimal gebrochen, hineingestellt werden. Auf umfangreichste Einführung dieser Karteien ist bestimmt zu rechnen, da es den leitenden Persönlichkeiten der Industrie nicht möglich ist, den erforderlichen umfassenden Überblick über ihr Arbeitsgebiet zu behalten, wenn sie nicht Referate über die wichtigsten Vorgänge, insbesondere auch über Aufsätze in Auslandzeitschriften, zusammen mit den Berichten über Erfahrungen und Versuche des eigenen Werkes jederzeit greifbar haben. Es wird eine wichtige Bereicherung der Karteien sein, wenn ihnen auch die Werbeblätter, die guten sachlichen Inhalt haben, ohne weiteres eingegliedert werden können.

Notwendig ist für eine solche umfassende Materialsammlung die Durchführung eines einheitlichen Registriersystems, und zwar kommt hierfür nur die Internationale Dezimalklassifikation in Frage, die, von dem Amerikaner Dewey erfunden, durch das Institut International de Bibliographie in Brüssel weiter ausgebaut ist und in einer Reihe von fremden Ländern, u. a. auch in Amerika, schon in recht ausgedehntem Maße verwendet wird. Eine deutsche Übersetzung der Einteilung der wichtigsten Fachgruppen wird durch die Lehrmittelzentrale gegenwärtig herausgegeben.

Praktische Durchführung des neuen Verfahrens.

Der Übergang zu dem neuen Verfahren kann sich in drei Absätzen vollziehen. Der erste Schritt wird der sein, daß die Flugblätter im Normalformat 210 × 297 mm hergestellt und mit den Dezimal-Klassifikationsziffern (DK-Ziffern) versehen werden[1]; ebenso lassen sich Anzeigen so einrichten, daß sie in der Größe des Normalformates herausgetrennt werden können. Zweckmäßig ist ein Heftrand freizulassen, damit das Blatt nicht nur in die Karteien eingeordnet, sondern auch in Ordner eingeheftet werden kann. Zweiter Schritt: Die Firma wird erkennen, daß es sich lohnt, wenn sie für eine derartige Werbung, die auf Dauerwirkung berechnet ist und nicht nur den Erfolg vorübergehender Erregung der Aufmerksamkeit haben soll, viel mehr geistige Arbeit aufwendet als bisher üblich. Damit ist der Übergang zum sachlich belehrenden Flugblatt, zur sachlich belehrenden Anzeige gegeben, die soviel wertvollen Inhalt hat, daß der Leser sie gern heraustrennt und aufbewahrt. Ganz besonders wertvoll können solche Blätter als Beilage zu Angeboten sein. Man hüte sich aber davor, hier nun wieder in Form längerer Texte Gemeinplätze und längst Bekanntes zu bringen. Auf die Länge des Textes kommt es nicht an, sondern auf den Wert des Mitgeteilten für die Leser!

Und endlich der dritte Schritt, der wieder auf den zweiten ganz natürlich folgt: Berücksichtigung des dringenden Bedarfes der Hochschulen und des Ingenieurfortbildungswesens an guten Lehrmitteln — Lichtbildern und Umdrucken der Bilder mit kurzem Text zum Aushändigen an die Hörer. Jeder Studierende ist hungrig nach Vorbildern aus der Praxis. Nirgends findet deshalb eine Propaganda so guten Boden wie hier, bei den künftigen Ingenieuren. Die Zustellung der zur Verteilung erforderlichen Anzahl von Werbeflugblättern wird, sofern sie gute Abbildungen und möglichst noch einen wertvollen Text enthalten, von den Lehranstalten stets mit Freude begrüßt. Es bedarf aber nur eines geringen Mehraufwandes an Kosten und Mühe, um die Veröffentlichungen der Firmen so zu gestalten, daß sie als eigentliches Lehrmaterial gelten können, ohne die Aufgabe der Werbung zu vernachlässigen.

Grundsätzlich wird ja in diesem Sinne bereits gearbeitet. Bei vielen ausgezeichneten Beiträgen in wissenschaftlichen Zeitschriften wird der Zweck der Werbung mit dem der Belehrung gemeinsam verfolgt. Das schadet der Sache nichts, wenn durch scharfe Prüfung der Gefahr des Eindringens der »Reklame« im üblen Sinne in die wissenschaftlichen Veröffentlichungen vorgebeugt ist. In entsprechender Weise würden als Lehrmittel durchgebildete Einzelreferate in das Arbeitsgebiet der Technisch-Wissenschaftlichen Lehrmittelzentrale fallen. Die Prüfung oder Durcharbeitung der für die Sammlung der »TWL« bestimmten Blätter erfolgt gemeinsam mit den Sachverständigen — in erster Linie Hochschulprofessoren —, die ihre Mitarbeit für die einzelnen Fächer zugesagt haben, sowohl von wissenschaftlichen wie auch von pädagogischen Gesichtspunkten aus.

Der Übergang vom Werbeblatt zum Lehrmittel wird von selbst weitere Fortschritte machen, sobald erkannt ist, daß der Industrie weit besser durch sachliche Aufklärung ihrer Käuferkreise als durch marktschreierisches Auftreten gedient ist. Die

[1]) Die notwendigen Angaben über die Anordnung des Blattes und über die Ziffernbezeichnung für bestimmte Stichworte nach der Dezimalklassifikation sind, soweit sie aus den Veröffentlichungen nicht entnommen werden können, von der Technisch-Wissenschaftlichen Lehrmittelzentrale (TWL), Berlin NW 87, Huttenstr. 12/16, zu erfahren. Für Unkosten ist ein Betrag von 20 M. der Anfrage beizulegen. Das als erstes herausgegebene Blatt: DK 62, »Ingenieurwesen« mit 100 Untergruppen, ist durch die Normblatt-Vertriebsstelle, Berlin NW 7, nommerstr. 4a, zu beziehen. Weitere Blätter werden demnächst erscheinen, Der Preis entspricht dem der Normblätter (zurzeit bei Einzelbezug 20 M. für das Blatt ohne Porto und Verpackung).

literarischen Bureaus der Maschinenfabriken werden hier ein äußerst dankbares Feld der Betätigung finden, sie werden ihre Arbeit vereinfacht und erleichtert sehen und in der Aufklärung weiter Kreise über die Art des Arbeitens und die wissenschaftlichen und konstruktiven Leistungen ihrer Firmen mit den gleichen Mitteln erheblich mehr erreichen können als bisher. Sie werden gleichzeitig durch Unterstützung der Technisch-Wissenschaftlichen Lehrmittelzentrale bei der Schaffung guter Lehrmittel eine Aufgabe erfüllen helfen, die im Interesse der Ausbildung des Nachwuchses und der Weiterbildung der in der Praxis stehenden Ingenieure von der Industrie als ganz besonders wichtig und dringend angesehen wird.

Preisberechnung im Buchhandel.

Immer häufiger wird der Bücherkäufer in der nächsten Zeit auf Katalogen und in Anzeigen folgender Angabe begegnen: Verkaufspreis = Grundpreis × Teuerungszahl. Was hat es nun mit dieser Rechenaufgabe auf sich? Die Geldentwertung der Nachkriegszeit mit ihren sich überstürzenden Teuerungswellen (welche aber eigentlich nur die Perioden der Anpassung an die Entwertung darstellen) hat natürlich auch den Buchhandel nicht unberührt gelassen. Hat ihn in mancher Hinsicht noch in verwickeltere Verhältnisse gebracht, wie andere Erwerbszweige. Eine in jahrzehntelangen Kämpfen durchgesetzte Errungenschaft: der feste Ladenpreis, drohte im allgemeinen Wirtschaftschaos zu verschwinden. Der Wert und die Beliebtheit des festen Ladenpreises beim Publikum zeigte sich erst richtig, als er nicht mehr zu bestehen schien. Gab er doch dem Käufer eine im Warenhandel fast unbekannte Sicherheit, unabhängig von Zeit und Ort gegen jede Übervorteilung geschützt zu sein. Und noch ein weiteres war darin verborgen: Das Streben größtmöglichster Gerechtigkeit gegen den geistigen Urheber des Buches. Nur durch den festen Verkaufspreis, der die Ware »Buch« der Spekulation fast ganz entzog, war es möglich, dem Autor als Schöpfer des geistigen Inhalts, dem Verleger als Former der äußeren Gestalt, den ihnen zum Weiterschaffen nötigen Gewinnanteil zu sichern.

Die Geldentwertung zwang nun den Verleger in immer kürzeren Zwischenräumen neue Verkaufspreise festzusetzen. Die Häufigkeit dieser Veränderungen machte es unmöglich, die neuen Preise all den Tausenden von Buchhandlungen immer rechtzeitig mitzuteilen, so daß es immer häufiger vorkam, daß ein Buch in der gleichen Stadt zu verschiedenen Preisen verkauft wurde. Überdies verursachte der Druck immer neuer Preisverzeichnisse ungeheure Kosten. Der Buchhandel hat nun in dem System der Grundpreise ein Mittel gefunden, dieser Unsicherheit ein Ende zu machen. Für jedes Buch wird ein unveränderlicher Grundpreis festgesetzt; der Verkaufspreis errechnet sich dann durch dessen Vervielfachung mit einem schon fast für den ganzen Buchhandel gültigen Entwertungsfaktor: der Teuerungszahl. Bisher, sechs Wochen nach Einführung, haben sich 700 der größten Verlagsfirmen, darunter die überwiegende Zahl der Verleger wissenschaftlicher Literatur, diesem Berechnungsverfahren angeschlossen. Täglich treten neue Firmen dazu, so daß in Kürze der Buchhandel wieder über sicher errechenbare Preise verfügt. Betont muß ganz besonders werden, daß eine Verteuerung der Bücher nicht stattgefunden hat. Die Grundpreise entsprechen durchschnittlich, besonders beim wissenschaftlichen Buch, den Vorkriegspreisen. Da die Teuerungsziffer zurzeit 160 beträgt, geht daraus hervor, daß die Steigerung der Bücherpreise in Papiermark ausgedrückt nur ungefähr ein Drittel der allgemeinen Preissteigerung beträgt. Die Frage, wie der Verleger dies ermöglicht, da doch die Steigerung des Papieres das 500- bis 600fache, der Druckkosten das 250fache beträgt, läßt sich dahin beantworten, daß dies durch Einsparung in der Ausstattung, durch weitgehende Bescheidung von Autor und Verleger in bezug auf Höhe des Honorars bzw. des Gewinns geschieht. Die Erhöhung der Teuerungsziffer wird mit der Geldentwertung Schritt halten müssen, da sonst Neuproduktion und die Veranstaltung von Neuauflagen zum Schaden der deutschen Kultur unmöglich werden. Der gesunkenen Kaufkraft des Mittelstandes und der geistigen Arbeiter, aus welchen die meisten Bücherkäufer stammen, ist durch Festsetzung der so niederen Teuerungszahl schon weitgehendst Rechnung getragen.

Zeitschriftenbericht.

Kälteverwendung.

Die Wetter-Kühlanlage der brasilianischen Grube Morro Velho. H. Winkhaus. Glückauf 58, 40, S. 1197.

Bewetterungsverhältnisse. Die im Staate Minas Geraes gelegene Goldgrube Morro Velho hat die außergewöhnliche Teufe von 1960 m (1110 m unter dem Meeresspiegel). Die Wetterverhältnisse unter Tage sind dementsprechend ungünstig. Allerdings beträgt die geothermische Tiefenstufe 42,7 m, sie scheint jedoch mit der Teufe abzunehmen.

Die Bewetterung erfolgte früher nur durch einen Ventilator über Tage. Zur Erhöhung der Wettermenge wurde 1920 über dem Aufhauen auf der 14. Sohle ein zweiter Ventilator mit denselben Ausmaßen aufgestellt. Beide haben bei einseitigem Lufteintritt einen Durchmesser von 2,15 m und sind mit je einem 200 PS-Motor von 415 Umdr. gekuppelt. Infolge der verschiedenen Luftdichten beträgt die Depression des Ventilators über Tage 207 mm, unter Tage 225 mm. Die beiden Ventilatoren arbeiten hintereinander. Man wählte diese Anordnung, um die großen Wetterverluste zu vermeiden, die sich bei Aufstellung des zweiten oder eines entsprechend größeren Ventilators über Tage infolge der doppelt so hohen Depression an den Wettertüren zwischen Ein- und Ausziehschacht in den obern Sohlen ergeben hätten. Die Wettermenge stieg nach Inbetriebnahme der zweiten Maschine um 40 vH. Da dieser Umstand zeitlich mit dem Ingangsetzen der Kühlanlage zusammenfiel, muß man der dadurch herbeigeführten größern Dichte des einfallenden Wetterstromes einen Teil der Vermehrung zugute schreiben. Insgesamt werden heute 2265 m^3/min durch die Grube gesaugt.

Um ein genaues Bild der Wetterverhältnisse unter Tage zu gewinnen, nahm man täglich auf allen Sohlen im ein- und ausziehenden Wetterstrom Messungen des Naßwärmegrades, der absoluten Temperatur und des absoluten Feuchtigkeitsgehaltes vor. Der Wetterstrom erreichte beim Bestreichen des ersten und tiefsten Betriebspunktes mit 39° C seine höchste Temperatur, die dann auf seinem weitern Wege über die höhergelegenen Abbaue infolge der abnehmenden Verdichtung und der erheblichen Wasserverdunstung wieder bis auf 30,5° fiel. Diese Temperaturen blieben während des ganzen Jahres nahezu unverändert. Irgendein Einfluß der von den Arbeitern besonders unangenehm empfundenen naßheißen Sommermonate (November bis April) war nicht festzustellen; die Arbeiter bevorzugten sogar im allgemeinen gerade die Arbeit an den besonders heißen Betriebspunkten der tiefsten Sohle. Hier gab wieder erst der Naßwärmegrad ein richtiges Bild von den Wetterverhältnissen. Er unterlag während des Jahres erheblichen Schwankungen, die somit — bei nachgewiesen gleichbleibenden absoluten Temperaturen — lediglich auf weitgehende Änderungen des Feuchtigkeitsgehaltes der Wetter zurückzuführen waren. Da es sich um eine trockene Grube handelte, die Feuchtigkeitsverhältnisse unter Tage also ebenfalls stets die gleichen blieben, war allein der Feuchtigkeitsgehalt der angesaugten Außenluft für die ungünstigen Arbeitsbedingungen unter Tage verantwortlich zu machen. Die Verhältnisse gestalteten sich besonders unerträglich, wenn an feuchtheißen Sommertagen nach stärkerem Regenfall plötzlich die Sonne zum Durchbruch kam.

Die Lösung der Frage kam also darauf hinaus, aus den Schaulinien der täglichen Messungen denjenigen absoluten Feuchtigkeitsgehalt herauszufinden, der an allen Betriebspunkten Naßwärmegrade unter dem als geeignet angenommenen Grenzwerte von 29,5° C ergab. In der Außenluft waren Feuchtigkeitsgehaltsschwankungen von 21 bis 4,5 g/m^3 beobachtet worden. Man stellte nun fest, daß der Naßwärmegrad über 29,5° hinausging, sobald der Feuchtigkeitsgehalt der Außenluft höher als 13,2 g/m^3 war, ein Betrag, der in acht Monaten des Jahres weit überschritten wurde. Vorschläge, die darauf hinzielten, durch Umstellung der Wetterführung Wandel zu schaffen, hatten unter diesen Umständen keine Aussicht auf Erfolg. Eine weitgehende

Vermehrung der Wettermenge hätte gewisse Vorteile gebracht, ihr waren aber durch den geringen Querschnitt der Hauptwetterwege (3,95 und 3,65 m Durchmesser der Schächte) zu enge Grenzen gesteckt. Somit blieb nur noch die Möglichkeit, den Feuchtigkeitsgehalt des einziehenden Wetterstromes künstlich herabzusetzen.

Um den Feuchtigkeitsgehalt auf den als höchstzulässig erachteten Betrag von 8 g/m³ herabzumindern, mußte man die Luft auf 7,5° C abkühlen. Der Naßwärmegrad der Außenluft betrug im allgemeinen höchstens 22,2° C; für 2265 m³/min angesaugter Luft war daher ein Höchstkältebedarf von 93500 kcal/min erforderlich.

Die errichtete Anlage ist imstande, der Luft 100600 kcal/min zu entziehen, entsprechend einer Abkühlung von 2265 m³/min von 22,2° C Naßwärme auf 6,2°, so daß ein gewisser Sicherheitsfaktor vorhanden ist, der allerdings in Wirklichkeit durch die in der Berechnung nicht berücksichtigte Herabsetzung der mittleren absoluten Außenlufttemperatur um 14° C erheblich vergrößert wird und damit die Anlage auch für weitere Teufen als ausreichend erscheinen läßt.

Die Kühlanlage besteht aus sechs gesondert angetriebenen gewöhnlichen Ammoniak-Kältemaschinen. Bei den verhältnismäßig hohen Temperaturen von 22,2 bis 0° C kann als Kälteträger gewöhnliches Wasser verwandt werden. Da die Temperatur der angesaugten Außenluft nach den Tages- und Jahreszeiten zwischen 24 und 0° C schwankt, es jedoch wünschenswert erschien, die Baue mit Luft von möglichst gleicher Temperatur und gleichem Feuchtigkeitsgehalt zu bewettern, ist die Anlage in sechs getrennte Einheiten geteilt, von denen jeder einzelnen eine bestimmte Kühlstufe zufällt. Es kühlen die Einheiten:

	Naßwärmegrad		Naßwärmegrad
1	von 22,2 auf 19,5	4	von 14,2 auf 11,5
2	von 19,5 auf 17,0	5	von 11,5 auf 8,9
3	von 17,0 auf 14,2	6	von 8,9 auf 6,2.

Bei einer Außenlufttemperatur von weniger als 19,5° C Naßwärme kann man also die Einheit 1 ausschalten und nur die Einheiten 2 bis 6 betreiben usw., bis die Eintrittstemperatur der Wetter geringer als 6,2° C Naßwärme ist und dann die ganze Anlage außer Betrieb gesetzt werden kann.

Jeder der beiden parallel arbeitenden Luftkühler wird von der Hälfte der Gesamtluftmenge, also rund 1135 m³/min, durchstrichen. Zwei 50 PS-Ventilatoren von 1,50 m Durchm. saugen die Wetter durch die Kühlanlage und drücken sie durch einen 260 m langen Stollen dem Einziehschacht zu. Zwischen Luftkühler und Ventilator hat man genügend Raum für die Aufstellung weiterer Kühler gelassen, für den Fall, daß später eine noch weiter gehende Temperaturerniedrigung notwendig werden sollte. Die Luftkühler, Bauart Heenan und Froude, bestehen aus je einem runden Wetterkanal von 3,30 m innerem Durchm. Darin ist zentrisch eine schwere gußeiserne Achse verlagert, auf der hintereinander neun galvanisierte Stahlbänder von 20 cm Breite und 0,8 mm Dicke spiralförmig zu scheibenförmigen Körpern so aufgerollt sind, daß die einzelnen Umgänge des Bandes einen Abstand von 3 mm einhalten. Durch diese Zwischenräume streicht der Wetterstrom. Die Scheiben haben 3,30 m Durchm., 0,20 m Breite und je 3 t Gewicht. Der Durchmesser der Achse beträgt 1,60 m, so daß sich bei einer Steigung der Spirale von 3,8 mm je Umgang die Gesamtlänge des Stahlbandes jeder Scheibe auf etwa 1500 m beläuft. Von den neun Spiralen jedes der beiden Luftkühler sind je eine für die Einheiten 1 bis 3 und je zwei für die Einheiten 4 bis 6 vorgesehen. Sie machen mit der Achse rd. 3 Uml./min und tauchen mit den untern Hälften in sechs Wasserbehälter, von denen zu jeder Kühleinheit einer gehört. Ihnen strömt das als Kälteträger der Kältemaschinen dienende Wasser mit einer Temperatur zu, die erheblich unter der für die betreffende Kühlabteilung gewünschten liegt. Die durch die obern Hälften der sich drehenden Spiralen gesaugte Luft kühlt sich dadurch an der frischgenäßten und gekühlten Oberfläche erheblich ab, wobei sich die überschüssige Feuchtigkeit niederschlägt. Hinter den Luftkühlern dreht sich eine Reihe von Flügeln mit umgebogenem hinterm Rande, die das im Luftstrom noch mitgeführte kondensierte Wasser abscheiden.

Die beiden Wasserbehälter jeder Kühleinheit sind durch Rohre mit dem Verdampfer der betreffenden Einheit verbunden. Diese Verdampfer bestehen aus großen gußeisernen Zylindern von 1,40 m innerm Durchm. und 3,75 m Höhe und sind mit Wasser gefüllt. Eingetaucht darin liegen die Kühlschlangen, die das verdampfende Ammoniak enthalten. Diese Rohre haben 7/8 % Zoll Durchm. und 4,75 mm Wandstärke. Die gesamte nutzbare Länge beträgt über 16900 m. Rührarme halten das Kühlwasser in dauernder Bewegung.

Für jede Einheit ist ein Ammoniakkompressor vorhanden, einzylindrige doppeltwirkende Maschinen von 280 mm Zylinderdurchmesser und 533 mm Hub, die mit 81 Uml./min von einem Motor angetrieben werden.

Die mit Doppelröhren ausgestatteten Kondensatoren enthalten je 8 × 8 2- und 1½zöllige Rohre von 6,10 m Länge. Die Ammoniakfüllung der Anlage beträgt 5000 kg.

Der Kraftbedarf wird der Anlage als dreiphasiger Wechselstrom von 15000 V zugeführt, der mit 380 V Verwendung findet. Bei voller Belastung stehen 21 Motoren von insgesamt 700 PS Leistung in Betrieb. Danach müßte man bei überschlägigen Berechnungen für die Abkühlung von je 1000 m³ Wetter um 1° Naßwärme rd. 20 PS rechnen.

Der Stollen zwischen Kühlanlage und Einziehschacht wird nur zur Wetterführung, nicht zur Fahrung benutzt. Am Einziehschacht ist eine Sicherheitsvorrichtung angebracht, mit deren Hilfe der Aufseher, falls Ammoniakdünste am Einziehschacht bemerkbar werden sollten, die Kühlerventilatoren sofort stillsetzen und den Stollen durch eine dicht schließende Tür absperren kann.

Die Gesamtkosten der Anlage haben 90000 Pfd. Sterl. betragen, wobei jedoch berücksichtigt werden muß, daß ein großer Teil der Anlage bei den hohen Material- und Frachtkosten während des Krieges beschafft worden ist.

Von Dezember 1920 ab ließ man sie probeweise ein Jahr lang mit einer Austrittstemperatur der Wetter von 10° laufen. Trotzdem war in der kalten Jahreszeit (Mai-August 1921) die Lufttemperatur nachts häufig niedriger als die vorgesehene, so daß sich auch der Mittelwert tiefer stellte. Erst von Dezember 1921 ab arbeitete die Anlage mit der vorgesehenen Endtemperatur der Wetter von 6° C, die weiterhin beibehalten wurde. Mit zwei Ausnahmen begann die Gebirgstemperatur stets zu fallen, sobald der regelrechte Kühlbetrieb einsetzte. Je geringer die Teufe war, desto stärker machte sich dieser Abfall geltend.

Es hat eine merkliche Abnahme der absoluten Temperatur auf dem ganzen Wege des einziehenden Wetterstromes stattgefunden. Vor Ort ist eine Herabsetzung des Naßwärmegrades um rd. 5,5° erzielt worden, was einen beachtenswerten Erfolg bedeutet. Eine ähnliche Besserung trat in der Bewetterung der sonderbewetterten Vorrichtungsbetriebe der tiefsten Sohle ein. Dort waren vor Dezember 1920 häufig Naßwärmegrade über 32° C zu beobachten, während man in den letzten sechs Monaten nicht mehr als 29° gemessen hat.

Um ein genaues Bild von den Verhältnissen vor Ort zu erhalten, nahm man neuerdings regelmäßige Messungen mit dem Kata-Thermometer vor. Dabei wurde die außerordentlich hohe Kühlfähigkeit des Wetterstromes auf Körper von 36,5°, und zwar eine durchschnittliche Wärmeentziehung von 20,5 gcal je cm²/s, innerhalb der Grenzen von 24,3 und 16,8 gcal festgestellt, wogegen die Kühlfähigkeit bei den früheren Naßwärmegraden von 32° vor Ort auf höchstens 9, durchschnittlich 7,7 Millikalorien geschätzt werden muß. Dieser sehr bedeutsame Erfolg kann jedoch nicht der Kühlanlage allein zugute gerechnet werden. Die vom Kata-Thermometer gemessene Kühlkraft ist weitgehend abhängig von der Wettergeschwindigkeit, die sich, wie schon erwähnt, durch den Einbau des zweiten Ventilators um 40 vH erhöht hat.

Erwähnenswert ist der Einfluß der verbesserten Arbeitsbedingungen auf die Zahl der schweren Unfälle unter Tage. Während sich in den letzten 16 Monaten vor Inbetriebnahme der Kühlanlage 20 tödliche Unfälle ereigneten, verringerte sich ihre Zahl in den folgenden 16 Monaten auf 6. Die Betriebsleitung glaubt, diesen Rückgang ausschließlich durch die größere Lebhaftigkeit und Aufmerksamkeit der Leute infolge der günstigern Wetterverhältnisse erklären zu können.

Ein geeigneterer Maßstab ist die Steigerung der täglichen Förderleistung von 151299 t im Februar 1921 auf 169234 t in demselben Monat des folgenden Jahres bei derselben Belegschaftszahl, was eine Zunahme um nahezu 12 vH bedeutet. Da der elektrische Strom dem Werk aus eigenen Wasserkraftanlagen nahezu kostenlos zur Verfügung steht, würde allein diese Mehrförderung bei dem durchschnittlichen Werte des Goldinhaltes jeder Tonne von 3 Pfd. Sterl. die gesamte Kühlanlage in knapp zwei Jahren bezahlt machen.

Es wird besonders darauf hingewiesen, daß die beschriebene Anlage sich nur in einer trockenen Grube wie Morro Velho bewähren konnte, wo die Feuchtigkeitsaufnahme der Wetter bis vor Ort höchstens 7,5 g/m³ beträgt. In einer feuchten Grube würde die Anlage ohne jeden Kühlerfolg vor Ort arbeiten, da ihre Kühlwirkung nicht etwa auf einer Verminderung der zwischen 31 und 39° C liegenden absoluten Temperatur beruht, sondern allein auf der Herabsetzung der Naßwärmegrade, die infolge des geringen Feuchtigkeitsgehaltes vor Ort höchstens 26,7° C erreichen.

Kaltlagerung von Pflaumen. Refrigerating World, 57, Aug. 1922.

Es wird ein Bericht von E. L. Onerholser im Bulletin, Nr. 344, des College of Agriculture der Universität Kalifornien auszugsweise wiedergegeben. Gewisse amerikanische Pflaumenarten lassen sich bei 0° C bis zu 12 Wochen im Kühlhaus halten und bleiben nach dem Herausnehmen noch etwa 4 Tage marktfähig. Die verschiedenen Arten verhalten sich verschieden. Wichtig ist sorgfältiges Pflücken und schonende Behandlung beim Transport sowie schnellste Einlagerung der Früchte nach der Ernte bei 0° C.

Verschiedenes.

Kernbräune bei australischen Äpfeln. Refrigeration World, 57, August 1922, 38; auch Cold storage and produce review, 25, August 1922.

Im letzten Jahr zeigte sich bei australischen nach England verfrachteten Äpfeln in sehr starkem Maße eine Braunfärbung des Kerngehäuses »brown heart«, und zwar vielfach gerade bei den am schönsten und gesündesten aussehenden Früchten. Eingehende Untersuchungen haben ergeben, daß die von den Früchten entwickelte Kohlensäure bei mangelndem Luftwechsel Schuld an dem Übel ist. Es wird empfohlen, die Luft der Kühlräume am 4. Tage nach Verschließen der Räume, dann wieder am 12. Tage und schließlich am 21. Tage zu erneuern, um zu starke Anreicherung mit CO_2 zu verhindern.

Die Wärmeleitfähigkeit von Ziegelmauerwerk. H. Chr. Nußbaum. Gesundh.-Ing. 45, 39, 498.

Der Verfasser geht davon aus, daß von Knoblauch und seinen Schülern festgestellt wurde, daß die Wärmeleitzahl von Ziegeln mit deren spezifischem Gewicht zunimmt Da gemessen wurden bei einem Raumgewicht von 1530 kg/m³ $\lambda = 0{,}34$, 1600 kg/m³ $\lambda = 0{,}40$, 1620 kg/m³ $\lambda = 0{,}41$, 1672 kg/m³ $\lambda = 0{,}45$, so glaubt der Verfasser die Werte für Raumgewichte von 1800 kg/m³ zu 0,55 ansteigend bis 2500 kg/m³ mit $\lambda = 1{,}05$ extrapolieren zu dürfen. Ferner werden die Wärmeleitzahlen für Ziegelsteine mit 0,90 und 1,8 Vol.-% Wasser angegeben. Für Ziegel von 2500 kg/m³ kommt der Verfasser im ungünstigeren Falle auf ein $\lambda = 2{,}10$. Es erscheint doch fraglich, ob so weitgehende Extrapolationen zulässig sind. Der Verfasser empfiehlt, für theoretische Berechnungen, wenn nichts Genaueres bekannt ist, $\lambda = 1$ zu setzen. Krause.

Die neuen Kühlwagen der deutschen Reichsbahn für Seefischversand. Gustav Laubenheimer. Mitteilungen des deutschen Seefischerei-Vereins, 38, 8. August 1922.

Bei der stets wachsenden Bedeutung der Seefische für die Ernährung der Bevölkerung und bei dem völligen Fehlen von zweckentsprechenden Kühlwagen hat sich die Reichseisenbahn entschlossen, eine größere Anzahl nach neuzeitlichen Gesichtspunkten gebauten Kühlwagen zu bauen, die die Verfrachtung von Seefischen auch auf weitere Strecken bei vernünftigem Eisverbrauch gestatten. Es sind zunächst zwei Typen geschaffen worden, einer mit Eisbehälter aus Drahtgeflecht und einer mit vollwandigem Behälter. Die erstere Bauart wird von der Eisenbahn-Verkehrsmittel-Aktiengesellschaft, Abt. Wismar, gebaut, und ein Stück war in der Münchener Gewerbeschau von der Reichsbahn ausgestellt worden. Die zweite Bauart wird von der Waggonfabrik Ürdingen hergestellt. Ein Wagen der letzteren Bauart war in der »Miama«, Magdeburg, ausgestellt. Gezeigt wird Außen- und Innenansicht des Wagens der Eisenbahn-Verkehrsmittel-Aktiengesellschaft. Beim Bau der Wagen sind die Erfahrungen der amerikanischen Eisenbahnverwaltung beim Bau des »Standard«-Kühlwagens (vgl. diese Zeitschrift 1920, Heft 12) benutzt worden. Es sollen von 300 zunächst in Auftrag gegebenen Kühlwagen zunächst etwa 200 für die Verfrachtung von Fischen dienen, der Rest für Milch u. dgl. Die Wagen werden am Boden 10 cm, an den Wänden und der Decke 12 cm stark isoliert. Bei 100 Wagen wird ausschließlich Torfoleum, bei 100 ausschließlich Kork bei 100 beide Isoliermittel verwandt. Zwei Lagen Giantpapier sichern die Luftundurchlässigkeit. Die Türen werden an ihrem ganzen Umfang fest angepreßt. Auf Lüftungseinrichtungen ist verzichtet worden. Der Eisbehälter befindet sich an einer Stirnwand und vor ihm — nach innen — eine Schirmwand, die einen geordneten Luftumlauf im Wagen hervorruft. Das Eis wird von oben eingeworfen. Durch verschiedene im Wagen angebrachte Thermo- und Hydrographen sollen die Temperaturverteilung und Luftfeuchtigkeit im Betriebe beobachtet werden. Die Wagen erhalten ein eisernes Gerippe, dessen Fachwerk durch Holz ausgefüllt ist. Es wird darauf hingewiesen, daß die Fische bereits vor dem Einladen sachgemäß und sorgfältig behandelt werden müssen, und es werden Vorschläge für eine richtige Anordnung der Auktionshalle, Verpackungsräume usw. gemacht. K.

Bücherbericht.

(Besprechung vorbehalten.)

P. Franzen, Direktor der Fleisch-Einfuhr-Gesellschaft m. b. H., Hamburg: **Gefrierfleisch.** Otto Meißners Verlag, Hamburg.

Der Verfasser stellt in dem Heft zunächst alle Gründe für den Fleischgenuß überhaupt zusammen, die von wissenschaftlicher Seite vorgebracht worden sind, zeigt dann, daß bereits vor dem Kriege in Deutschland der für nötig gehaltene Fleischverbrauch keineswegs erreicht worden ist. Nach dem Kriege ist der Verbrauch unter die Hälfte desjenigen im Jahre 1913 gesunken. Da die deutsche Landwirtschaft keineswegs imstande ist, den Fleischverbrauch zu decken, so bleibt nur Einfuhr übrig, die am billigsten durch Gefrierfleisch gedeckt wird. Es werden dann die bekannten Analysen zusammengestellt, aus denen hervorgeht, daß Gefrierfleisch mindestens den gleichen Nährwert hat wie frisches Fleisch, und die Ergebnisse von Probeessen, die zeigen, daß auch die Geschmackswerte voll erhalten bleiben. Das ist alles sehr flott, klar und überzeugend geschrieben. Sehr richtig ist auch die Feststellung, daß Gefrierfleisch 25 vH billiger sein muß als frisches Fleisch, um in größeren Mengen vom Markte aufgenommen zu werden, und daß dieses Verhältnis auch 1921 und Anfang 1922 bestand. Ob es aber heute noch besteht, bei dem neuerlichen tiefen Sturz der Mark, er-

scheint sehr fraglich. Da unsere Landwirte es sich aber sehr angelegen sein lassen, ihre Preise dem Stande des Dollars anzugleichen, dürfte sich das Verhältnis bald wieder einstellen. Schließlich gibt der Verfasser Regeln für die Behandlung des Gefrierfleisches besonders in der Küche.

Das Schriftchen dürfte geeignet sein, das bereits im Schwinden begriffene Vorurteil gegen das Gefrierfleisch wirksam zu bekämpfen. Es verdient weite Verbreitung. Krause.

Teuerungszahl des Buchhandels am 7. November: 210.

Wirtschaftliche Nachrichten.

Die Nachrichten über die **ungünstige Geschäftslage der argentinischen Fleischindustrie** werden bestätigt durch die Geschäftsberichte der »Compania Swift de la Plata« und »Compania Swift International«, von denen die erste einen Gewinn von nur 2,16 vH des gesamten Kapitals erzielt hat, während die letztere einen nicht unerheblichen Verlust erlitten hat. Verursacht ist der schlechte Geschäftsgang durch die wirtschaftlich ungünstigen Verhältnisse in England, dem Hauptabnehmer für Gefrierfleisch. Letzten Endes ist die Entwertung der Mark auch für diese Krise die Ursache. Man hat hier wieder das traurige Schauspiel, daß auf der einen Stelle der Erde wertvolle Lebensmittel im Überfluß vorhanden sind, während an anderer Stelle größte Not herrscht.

Kühltransit-Aktiengesellschaft. In der Generalversammlung der Aktionäre vom 10. August 1922 ist die Erhöhung des Grundkapitals um M. 15000000 auf M. 40000000 durch Ausgabe von 15000 auf den Inhaber lautenden Aktien Reihe B zu je M. 1000 beschlossen worden. Die Kapitalserhöhung ist erfolgt. In derselben Generalversammlung ist die Änderung der §§ 1, 3, 14, 17, 21, 24, 26 und 27 des Gesellschaftsvertrages in Gemäßheit der notariellen Beurkundung beschlossen worden. Das Grundkapital der Gesellschaft beträgt M. 40000000, eingeteilt in 40000 Aktien zu je M. 1000, und zwar 2600 Aktien Reihe A, auf den Namen lautend, und 37400 Aktien Reihe B auf den Inhaber lautend. Ferner wird bekannt gemacht: Die Ausgabe der Aktien erfolgt zum Nennwerte.

Mineralöle und Fette. Bericht der Firma Sachsenöl-Gesellschaft m. b. H., Dresden, den 20. Oktober 1922.

Der Mineralölmarkt ist ruhig bei außerordentlich steigenden Preisen, wozu in den nächsten Wochen noch ganz bedeutende Goldzollzuschläge treten werden. — Es notieren im Großhandel pro Kilo verzollt einschließlich Faß ab Dresden:

Amerik. Maschinenöl-Raff. Visk. ca. 2—20b/50	M.	179—376
Amerik. Spindelöl-Raff. Visk. ca. 2—7b/20	»	170—179
Amerik. Heißdampf-Zylinderöl, Flp. ca. 270—315	»	240—322
Sattdampf-Zylinderöl, Flp. ca. 220—240	»	121
Maschinenöldestillat, Visk. ca. 3—7b/50	»	147—209
Spindelöldestillat, Visk. ca. 3—7b/20	»	135—147
Vaselinöl, weißlich, Visk. ca. 8b/20	»	366
Bohröl, weißlöslich	»	200
Putzöl	»	89
Maschinenfett	»	250
Wagenfett	»	90
Fischtran, dunkelbraun	»	150

Dem Bericht über das Geschäftsjahr 1921/22 der **Maschinenbau-Anstalt Humboldt, Köln-Kalk,** entnehmen wir:

Das verflossene Geschäftsjahr stand mehr noch als die vorhergehenden im Zeichen höchster wirtschaftlicher Unsicherheit, hervorgerufen durch die Wirkungen des Versailler Friedensdiktates. Mit seinen Geldwertschwankungen ist es ein treffender Beweis für die Behauptung, daß zurzeit die Konjunkturbewegung lediglich abhängig ist von der Bewertung unserer Währungseinheit auf dem Weltmarkte.

Mit dem Fall der Mark stieg die Nachfrage im Auslande, da der Fremde sich infolge günstiger Valutaverhältnisse billig bei uns eindecken konnte. Im Inlande verstärkte sich die Nachfrage aus der Befürchtung heraus, später höhere Preise anlegen zu müssen. Dieser Zustand erreichte mit dem Tiefstand der Mark gegen Ende November/Anfang Dezember 1921 seinen Höhepunkt, um dann wieder in ein Wellental geringeren Auftragseingangs auszulaufen mit dem Tiefpunkt im Januar 1922. Infolge des neuerlichen Falles der Mark, verursacht durch die Ergebnislosigkeit der Beratungen in Cannes, gegen Ende Februar/Anfang März trat dann eine neue Hausseperiode ein, der wiederum ein Abflauen im Mai/Juni folgte.

Eine Verstärkung der Haussetendenzen ergab sich dadurch, daß durch die beginnende Angleichung des Kohlenpreises an den Weltmarktpreis den Kohlenzechen größere Mittel zuflossen, die sie in den Stand setzten, die aus Mangel an flüssigen Mitteln bislang aufgeschobenen Instandsetzungsarbeiten, Modernisierungsbauten und Neuanlagen in Angriff zu nehmen, wodurch der Gesellschaft eine Anzahl lohnender Aufträge zuteil wurde.

Infolge des ständigen Steigens der Rohmaterialien sah sie sich gezwungen, im Inlande wieder zu Gleitpreisen überzugehen. Im Auslandsgeschäft war das nicht möglich; angesichts der Unsicherheit der Valutakurse konnten hier also die durch die zeitweilige Spannung zwischen innerer und äußerer Kaufkraft der Mark geschaffenen guten Geschäftsmöglichkeiten angesichts der langen Lieferzeiten des Maschinenbaues nur mit äußerster Vorsicht und unter Einschaltung weitestgehender Sicherungen ausgenutzt werden. Gegen Ende des Geschäftsjahres ließen infolge der Angleichung der Inlands- an die Weltmarktpreise die Ausfuhrmöglichkeiten stark nach. In einer Reihe von Fällen war das Ausland infolge des Abbaues der Lebenshaltungs- und Produktionskosten sogar in der Lage, die Preise zu unterbieten.

Beeinträchtigt wurde die Konkurrenzfähigkeit bei einer Reihe von Erzeugnissen durch die trotz energischen Widerstandes der Kreise des Maschinenbaues weitere Aufrechterhaltung der Ausfuhrabgabe und durch die Zollmauern, mit denen sich das Ausland zum größten Teil umgeben hat. An deren Abbau ist, wie das Beispiel Spaniens noch kürzlich lehrte, vorläufig nicht zu denken.

Die starke Zunahme der Zahlen des Auftragseinganges, besonders seit August des Berichtsjahres ist nur zum geringeren Teile auf eine Erhöhung des Umsatzes zurückzuführen. Zum anderen und größeren Teil hat sie ihren Ursprung in der fortschreitenden Geldentwertung und den damit verbundenen Preiserhöhungen. Wie sehr die Preise für die wichtigsten Rohstoffe Eisen und Kohle gestiegen sind, geht aus folgender Gegenüberstellung hervor.

Preise für Eisen:	Anfang Juli 1921 M./t	Ende Juni 1922 M./t	Ende Sept. 1922 M./t
Rohblöcke	1300	7380	34370
Vorblöcke	1350	8015	37940
Knüppel	1450	8270	39530
Platinen	1550	8470	40660
Formeisen	1850	9635	46380
Flußstabeisen	1900	9810	46930
Bandeisen	2000	10970	54430
Walzdraht	2000	10590	50400
Grobbleche 5 mm und darüber	1800	11000	52750
Mittelbleche 3 mm bis unter 5 mm	1900	12525	59730
Feinbleche 1 mm bis unter 3 mm	2100	13240	65570
Feinbleche unter 1 mm	2900	13730	69750
Aufpr. f. Siemens-Martin Handelsgüte	50	900	2020-2900

Preise für Kohle:	Anfang Juli 1921 M./t	Ende Juni 1922 M./t	Ende Sept. 1922 M./t
Fettförderkohle	227,40	907,50	4105,40
Gießereikoks	344,—	1355,—	6257,—

(amtl. Höchstpreis einschl. Kohlen- und Umsatzsteuer)

In ähnlicher Weise stiegen die Ausgaben für Löhne und Gehälter:

Jahr:	Beamte:	Gehälter:	Arbeiter:	Löhne;
1920/21	1125	25812100	3823	58942530
1921/22	1441	68273238	4359	132029495

Im September 1922 allein betrugen die Ausgaben für Löhne etwa M. 62000000, die für Gehälter etwa M. 35000000.

Die Frachtentarife lassen gegenüber dem Vorjahre eine ungeheure Steigerung erkennen. Während im Juni 1921 die Steigerung gegenüber dem Friedenstarif (= 100) 1123 vH betrug, belief sie sich im gleichen Monat des Berichtsjahres bereits auf 7247 vH. Dabei ist das nur der Durchschnitt. Die Frachtsätze für Maschinen sind seit dem Jahre 1914 schon auf das 190fache gestiegen. Seit 1. Oktober ds. Js. mehr als das 700fache.) Damit haben die Maschinen seit dem Frieden von allen Waren die stärkste Belastung erfahren. Das schlimmste ist aber nicht die Erhöhung allein, sondern die Kurzfristigkeit, mit der die Eisenbahnverwaltung die Tariferhöhungsmaßnahmen nach ihrer Ankündigung durchführt und die eine einigermaßen sichere Kalkulation unmöglich macht.

An ein- und ausgehenden Eisenbahnfrachten wurden gezahlt:

im Jahre 1920/21 . . . . M. 2590054,89
im Jahre 1921/22 . . . . » 14911739,77

Diese gewaltigen Steigerungen der Unkosten bedingten natürlich ein proportionales Anschwellen unserer Preise. Im allgemeinen ist zu sagen, daß diese zufriedenstellend und gewinnbringend waren. Allerdings wurden bei der im allgemeinen langen Lieferfrist des Maschinenbaues eine Reihe von Aufträgen zu Verlustaufträgen, die zumeist im vergangenen Geschäftsjahre und zu Beginn des abgelaufenen Geschäftsjahres in der Zeit geringeren Auftragseinganges zu Festpreisen hatten übernommen werden müssen. Nur bei einem Teil dieser Aufträge gelang es, den Abnehmer zur Zahlung eines Nachschusses zu veranlassen, der in einer Anzahl von Fällen wenigstens eine höhere Unkostendeckung herbeiführte. Erhebliche Verluste sind aus den im Mai und August vorigen Jahres mit dem Eisenbahnzentralamt getätigten Verträgen auf Lieferung von Waggons für die Reichsbahn erwachsen, die nur zu Festpreisen abgeschlossen werden konnten und deren für den Winter 1921/22 vorgesehene Ausführung und Ablieferung natürlich in eine Periode ungeheuer gesteigerter und unvorhergesehener Unkosten hineinfielen. Die Verhandlungen mit dem Eisenbahnzentralamt über die geforderten Nachzahlungen dauern noch an.

Die starke Inanspruchnahme der Kriegs- und Nachkriegszeit machte für einen Teil der Werkstätten eine Erneuerung bzw. Vergrößerung erforderlich. Die Arbeiten sind noch im Gange.

An einigen Wiedergutmachungsaufträgen, die durch Vermittlung des Reichskommissars zur Vergebung kamen, ist die Gesellschaft beteiligt. Im übrigen haben die Sachleistungen (trotz des Wiesbadener und neuerdings des Bemelmans-Abkommens) bis zum Schluß des Berichtsjahres größere Bedeutung für die deutsche Industrie noch nicht gewonnen.

Es wird beantragt, den Reingewinn von M. 10864303,28 wie folgt zu verwenden:

1. 6 vH Dividende auf M. 6000000 Vorzugsaktien . . . . M. 360000,—
2. 4 vH Dividende auf M. 45000000 Stammaktien . . . . » 1800000,—
3. Satzungsgemäße Tantieme an den Aufsichtsrat » 593513,52
4. 16 vH Mehrdividende auf M. 45000000 Stammaktien . . . . » 7200000,—
5. Zuweisung für Wohlfahrtszwecke zur Verfügung des Vorstandes . . . . » 500000,—
und
6. den Rest von . . . . » 410789,76

auf neue Rechnung vorzutragen.

Rechnungsabschluß am 30. Juni 1922.

Vermögensteile:

Grundstück I und II	M.	5260112,92
Fabrikgrundstücke	»	3613436,48
Häuser	»	2358000,—
Fabrikgebäude	»	3618000,—
Fabrikausrüstung, Maschinen und Werkzeugmaschinen	»	2016000,—
Eisenbahnanlage	»	1,—
Werkzeuge und Geräte	»	1,—
Fuhrpark	»	1,—
Einrichtungsgegenstände	»	1,—
Modelle	»	1,—
Erworbene Patente und Lizenzen	»	1,—
Bürgschaftsschuldner . . . M. 19677581,96		
Vorausgezahlte Versicherungsprämien . . .	»	240607,32
Bestände:		
Rohstoffe und Lagervorräte und Ganz- und halbfertige Erzeugnisse	»	384320766,30
Bar- und Wechselbestand	»	1174874,38
Wertpapiere	»	1060845,—
Schuldner	»	238944943,24
	M.	642607591,64

Verbindlichkeiten:

Aktienkapital a) Stammaktien	M.	45000000,—
b) Vorzugsaktien	»	6000000,—
Rücklage	»	11479746,20
Schuldverschreibungen	»	35000000,—
Grundstücksgläubiger	»	3411750,—
Rücklage für Bogensteuer	»	573800,—
Rücklage für Werkerneuerung	»	—,—
Rücklage für Außenstände	»	200000,—
Rückständige Zinsscheine von Schuldverschreibungen	»	746885,—
Rückständige Dividendenscheine	»	141606,—
Rückständige Löhne	»	2129639,82
Bürgschaftsgläubiger	»	—,—
Gläubiger:		
Erhaltene Anzahlungen und sonstige Gläubiger	»	527059861,34
Gewinn- und Verlustrechnung:		
Rohgewinn . . . . . . M. 10508655,52	»	13094188,08
Abschreibungen . . . . » 4482991,06	»	2229884,80
Jahresgewinn	»	10864303,28
	M.	642607591,64

Dem **Geschäfts-Bericht der Tiefbau- und Kälteindustrie-Aktiengesellschaft vormals Gebhardt & Koenig, Nordhausen,** für das Geschäftsjahr 1921/22 entnehmen wir:

Das abgelaufene Geschäftsjahr hat trotz der auf allen Wirtschaftsgebieten erkennbaren Besserung der Geschäftslage der deutschen Schachtbau-Industrie den erwarteten Aufschwung nicht gebracht. Die im Zusammenhang mit der andauernd steigenden Verteuerung der Lebenshaltung eingetretenen Lohn- und Gehalterhöhungen, sowie die weitere Entwertung der deutschen Mark haben Rohstoffe und Fertigfabrikate in einem Maße verteuert, daß die Errichtung neuer Schachtanlagen mit Rücksicht auf die erforderlichen großen Geldmittel fast ganz unterblieb.

Die Gesellschaft hat im Berichtsjahre nur einen Gefrierschacht neu in Auftrag erhalten. Auch im Auslande ist die Durchführung projektierter Neuanlagen vorläufig unterblieben. Ihre Tätigkeit beschränkte sich demzufolge hauptsächlich auf die Fortführung und teilweise Fertigstellung der noch vor Ausbruch des Weltkrieges übernommenen Schachtbauten.

Von den bei Kriegsausbruch stillgelegten Schächten ist auf Grund besonderer Verständigung bei einem die Fortsetzung der Arbeiten von dem Auftraggeber selbst übernommen; bei

zwei weiteren Schächten ruhen die Arbeiten auch fernerhin, nachdem durch die Kaligesetznovelle vom 22. Oktober 1921 der Bau von neuen Anlagen oder die Fortführung begonnener Schächte bis zum Jahre 1925 mit geringen Ausnahmen unterbunden wurde.

Dagegen war die Nachfrage nach Tiefbohrungen im verflossenen Geschäftsjahre trotz der erheblichen Kosten solcher Aufschlußarbeiten eine verhältnismäßig rege. Von den erteilten Aufträgen sind einige noch in Ausführung begriffen.

Die Nordhäuser Werkstätten waren nach wie vor gut beschäftigt. Neben den für Rechnung der Staatseisenbahn übernommenen Reparaturen von Güterzuglokomotiven erstreckte sich die Haupttätigkeit auf die Anfertigung von Tiefbohrapparaten und Bohrwerkzeugen, deren Absatz im In- und Auslande in aufsteigender Richtung bewegte, sowie auf die Instandhaltung der Maschinen für die eigenen Schacht- und Bohrbetriebe.

Die im Berichtsjahre auf einzelnen Sachkonten verbuchten Zugänge belaufen sich auf M. 2484698,11 gegen M. 1812771,16 im Vorjahre

Die Bankverbindlichkeiten werden, unter Berücksichtigung des Gegenwertes der auf Grund eines Beschlusses der Generalversammlung vom 2. Dezember 1921 zwecks Verstärkung der Betriebsmittel ausgegeben nom. M. 4000000,— mit 7 vH verzinslichen Vorzugsaktien, mit M. 9392470,19 ausgewiesen; ihnen stehen die von einem Auftraggeber auf Grund eines besonderen Abkommens auf Separatkonto zugunsten der Gesellschaft eingezahlten Beträge in Höhe von M. 9152274,50 gegenüber, so daß eine tatsächliche Bankschuld von M. 240195,69 verbleibt. — Das Konto laufender Debitoren schließt mit einem Saldo von M. 10832385,08.

Unter den mit M. 5205942,42 ausgewiesenen Kreditoren sind für zurückgestellte Januarlöhne usw. M. 1388527,12 verbucht.

Die mit dem Reichsausgleichsamt wegen Zahlung einer Entschädigung für unsere infolge Kriegsausbruch in England erlittenen Verluste geführten Verhandlungen sind noch nicht abgeschlossen. Vorentschädigungen sind bisher nicht geleistet worden.

Der im abgelaufenen Geschäftsjahre erzielte Überschuß beläuft sich auf	M. 1697393,96
welcher nach Abzug des vom Vorjahre übernommenen Verlustvortrages von	« 989444,15
einen Reingewinn von	M. 707949,81
ergibt. — Er wird wie folgt verwendet:	
Überweisung an den gesetzlichen Reservefonds	M. 500000,—
7 vH Dividende auf nom. 4000000,— Vorzugsaktien (dividendenberechtigt ab 1. Aug. 1921)	« 140000,—
Vortrag auf neue Rechnung	« 67949,81
in Sa.	M. 707949,81

Bilanz per 31. Januar 1922. Aktiva.

1.	Grundstücke	M. 110442,27
2.	Gebäude: Fabrik usw.	« 375000,—
3.	Anschlußgleis	« 1,—
4.	Handwerkzeuge	« 1,—
5.	Bohrwerkzeuge	« 936000,—
6.	Tagesbauten für Schachtanlagen	« 1,—
7.	Diamanten	« 167752,30
8.	Fabrik-Maschinen	» 345000,—
9.	Schachtbau-Maschinen	« 684000,—
10.	Fabrikations-Konto	« 5098479,23
11.	Patent-Konto	« 1,—
12.	Modelle und Zeichnungen	« 1,—
13.	Pferde und Wagen	« 1,—
14.	Utensilien	« 1,—
15.	Röhren	« 616000,—
16.	Kassa	« 19992,86
17.	Verschiedene Debitoren	« 10832385,08
18.	Bankguthaben aus Hinterlegungs-Konto	« 9152274,50
	Übertrag:	M. 28337333,24

	Übertrag:		M. 28337333,24
19.	Effekten		« 27324,60
20.	Einzahlungen auf ausländische Beteiligungen		« 2,—
21.	Depot-Konto	M. 302500,—	
22.	Aval-Konto	» 10472232,55	
			M. 28364659,84

Passiva.

1.	Aktien-Kapital: Stamm-Aktien M. 4500000,—; Vorzugs-Aktien « 4000000,—		M. 8500000,—
2.	Bankschulden		« 9392470,19
3.	Kreditoren		« 5205942,42
4.	In Ausführung begriffene Arbeiten		« 4558297,42
5.	Depot-Konto	M. 302500,—	
6.	Aval-Konto	« 10472232,55	
7.	Gewinn- und Verlust-Konto:		
	Gewinn aus 1921/22	« 1697393,96	
	Verlust-Vortrag aus 1920/21	« 989444,15	« 707949,81
			M. 28364659,84

Kleine Mitteilungen.

Nach Untersuchungen von **Dr. Leyer**, Bremerhaven, wirkt sowohl das 20- bis 30tägige Pökeln wie das Einfrieren auf 14 Tage mit Sicherheit abtötend auf **Trichinen.** Danach würde das allgemein durchgeführte Einfrieren der Schweine auf die Dauer von 14 Tagen die Trichinenschau völlig entbehrlich machen. Für Deutschland wäre die Frage — Sicherheit der Beobachtung vorausgesetzt — nach dem Gesichtspunkte zu entscheiden, ob durch das Einfrieren oder die Trichinenschau größere Kosten entstehen. Bei dem geringen Vorhandensein der Trichinen bei deutschen Schweinen spielt der Verlust durch verworfenes Fleisch keine erhebliche Rolle. Anders ist dies in Ländern, in denen Trichinose der Schweine in höherem Maße auftritt. Hier werden die Kosten des allgemeinen Einfrierens zum Teil ausgeglichen durch den Gewinn an Fleisch, das nach der bisherigen Praxis verworfen werden mußte.

Nach Mitteilung des Schlachthofdirektors Opel in München ist dort der **Fleischverbrauch** von 1305 g in der Woche auf den Kopf der Bevölkerung im Jahre 1913 auf 923 g im Jahre 1921 zurückgegangen. Dabei ist der Verbrauch auf dem Lande erheblich gestiegen. Auch in andern Großstädten wird ein immer stärkeres Absinken des Fleischverbrauches festgestellt.

Verwendung von Gefrierfleisch zu Schabefleisch ist als Nahrungsmittelfälschung strafbar. In dem Geschäft eines Berliner Fleischermeisters war durch Probeentnahme vor einiger Zeit festgestellt worden, daß in dem von ihm verkauften Schabefleisch schweflige Säure enthalten war. Der Meister bestritt, schweflige Säure verwendet zu haben, gab aber zu, Gefrierfleisch zur Herstellung des Schabefleisches benutzt zu haben; es sei möglich, daß in dem Gefrierfleisch schweflige Säure enthalten gewesen sei. Das Landgericht erkannte auf Verurteilung und betonte, das Publikum erwarte, daß es beim Kauf von Schabefleisch frisches Fleisch bekomme und kein Gefrierfleisch; auch nach dieser Richtung hin sei eine Nahrungsmittelfälschung anzunehmen. Gegen seine Verurteilung legte der Meister Revision beim Kammergericht ein und behauptete, daß von einer Verfälschung nicht die Rede sein könne, wenn er Gefrierfleisch verwendet habe. Das Kammergericht wies aber die Revision als unbegründet zurück und betonte, der Vorderrichter erblicke mit Recht in der Verwendung von Gefrierfleisch eine Verschlechterung des Schabefleisches.

Das vorstehende Urteil wird jedem Fachmann unverständlich sein, da Gefrierfleisch dem Frischfleisch durchaus gleichwertig ist.

Patentbericht.

Patente.

Anmeldungen.

17 a, 18. M. 73907. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Augsburg. Doppelrohrwärmeaustauschvorrichtung für Kältemaschinen mit einer Mehrzahl von Innenrohren 26. 5. 21.

17 a, 1. M. 67475. Carl Metzger und Adalbert Zellner, München, Seidlstr. 30. Kältemaschine. 21. 11. 19.

17 a, 12. Sch. 60229. Schwarzwaldwerke Lanz, Kommanditgesellschaft, Donaueschingen, Kondensator für Kältemaschinen. 16. 12. 20.

17 a, 14. R. 52536. Dr.-Ing. E. Rumpler, Berlin-Johannisthal. Kleinkälteabsorptionsapparat. 11. 3. 21.

17a. 8, A. 38026. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher, Wyß & Cie., Zürich; Vertr.: H. Nähler, Dipl.-Ing. F. Seemann und Dipl.-Ing. E. Vorwerk, Patentanwälte, Berlin SW. 11. Regelungseinrichtung zur Steuerung des Kühlwasserdurchflusses an Kältemaschinen.- 24. 6. 22. Schweiz 8. 6. 22.

17 a, 15. S. 57600. Carl Seußenbrenner, Düsseldorf-Oberkassel, Cheruskerstraße 73. Ammoniak-Absorptions-Eismaschine. 4. 6. 21.

17 a, 14. 363826. The Seay Syndicate Limited, Manchester; Vertr.: Dr. S. Hamburger, Patentanwalt, Berlin SW 61. Absorptionskälteverfahren. 18. 4. 17. S. 46547. Großbritannien 8. 6. 16.

17g, 3. S. 57047. Sprengluft-Gesellschaft m. b. H., Berlin. Doppelwandiges Transportgefäß für flüssige Gase. 16. 7. 21.

17 g, 3. W. 60360. Wilde & Cie., Ludwigshafen a. Rh. Druckminderventil für Sauerstoff und ähnliche hochgespannte Gase. 26. 1. 22.

Erteilungen.

17 a, 2. 365791. Max Güttner, Schmölln, S.-A. Kapselkompressor für Kältemaschinen. 3. 7. 21. G. 54254.

17 a, 20. 365088. Société Anonyme pour l'Exploitation des Procédé Maurice Leblanc-Vickers, Paris; Vertr.: Patentanwälte Dr. Wirth, Dipl.-Ing. Weihe, Dr. Weil, M. Wirth, Frankfurt a. M., Dipl.-Ing. T. R. Koehnhorn und Dipl.-Ing. Noll, Berlin SW 11. Verfahren zur Kälteerzeugung mittels Gasen, wie Luft od. dgl. 15. 12. 20. S. 55043. Frankreich 16. 10. 20.

17c, 3. 365215. Dr. Wilhelm Schmid, Stuttgart, Lenzhalde 47. Verfahren zur Benutzung von Düngesalzen zu Kältemischungen für Milchkühlung und danach in gelöstem Zustande als Düngemittel. 10. 12. 20. Sch. 60148.

17 d, 4. 365216. David Mc Nab Ramsay, Glasgow, Schottland; Vertr.: Dr.-Ing. R. Geißler, Patentanwalt, Berlin SW 11. Lager für umlaufende Oberflächenkondensatoren. 14. 5. 21. R. 53007. England 31. 5. 20.

17 a, 9. 362879. Wilhelm Weckerle, Zuffenhausen. Umlaufvorrichtung für die Sperrflüssigkeit von Stopfbüchsen an Kältemaschinen. 31. 8. 20. W. 56118.

17 f, 11. 363368. Humbert Frossard de Saugy, Paris. Vertr.: K. Osius und A. Zehden, Berlin SW 11. Wärmeaustauschvorrichtung. 20. 6. 20. F. 47034.

17 f, 11. 363369. Carl Bockwoldt, Lutterothstraße 71, und August Ostermann, Alsterdorfer Straße 235, Hamburg. Heiz- und Kühlkörper aus Blech. 27. 11. 20. O. 11944.

17 g, 3. 362880. Rudolf Mewes, Berlin, Pritzwalker Straße 8. Vakuumtransport- und -aufbewahrungsgefäß für flüssige Luft u. dgl. 26. 6. 20. M. 70246.

17 g, 3. 362881. Sprengluft-Gesellschaft m. b. H., Berlin. Verfahren zur Herstellung explosionssicherer Vakuumgefäße für verflüssigte Gase und von Sprengluftpatronen. 9. 4. 18. S. 48109.

17 g, 3. 362882. Vulkan Gesellschaft für Hütten- und Bergwerksbedarf m. b. H., Berlin. Verfahren zur Herstellung komprimierter Gase aus verflüssigten Gasen; Zus. z. Pat. 358209. 15. 3. 19. S. 49816.

17 g, 3. 362883. Vulkan Gesellschaft für Hütten- und Bergwerksbedarf m. b. H., Berlin. Verfahren zur Erzeugung komprimierter Gase; Zus. z. Pat. 358209. 25. 3. 19. S. 49906.

Löschungen.

17a 307359.
17b 319801.
17d 325160.
17e 293012, 295676, 295884, 341190.
17f 296285, 330454.
17g 315659, 349600.

Auszüge aus den Patentschriften.

17a, 8. 360123. Kältemaschine. Dipl.-Ing. Emil Riegelmann in Oberstdorf, Allgäu.

Die Erfindung kennzeichnet sich dadurch, daß sich ein selbsttätig gesteuertes Ventil in einer Umgangsleitung befindet, die entweder von der Leitung zwischen Verdampfer und Flüssigkeitsabscheider oder bei fehlendem Abscheider von der mit nassem Dampf erfüllten Seite des Verdampfers abzweigt, um nassen Dampf zur Saugseite des Verdichters zu bringen.

Die Temperatur der im Verdichter K verdichteten Dämpfe überträgt sich auf den Behälter B des Temperaturreglers, bestimmt dadurch das Volumen der Ausdehnungsflüssigkeit o. dgl.

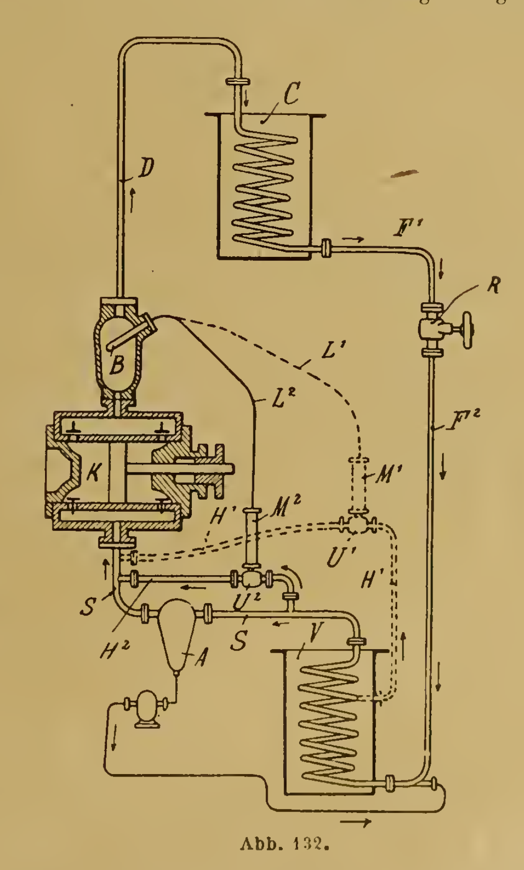


Abb. 132.

und beherrscht so die Ventilstellung bzw. den freien Durchgang des Abschlußorgans U_1 oder U_2 in der zugehörigen Umgangsleitung H_1 oder H_2. Der Temperaturregler wird so eingestellt, daß sich das durch ihn zu beeinflussende Umgangsventil U_1 oder U_2 öffnet, sobald die Temperatur der verdichteten Dämpfe einen bestimmten zugelassenen Grad überschreitet.

Patent-Anspruch:

Kältemaschine, bei der eine zu hohe Endtemperatur im Verdichter durch Zuführung nasser Dämpfe zur Saugseite des Verdichters mittels selbsttätiger Ventilsteuerung verhütet wird, dadurch gekennzeichnet, daß mit dem selbsttätig gesteuerten Ventil eine Umgangsleitung ausgerüstet ist, die von der Lei-

tung zwischen Verdampfer und Flüssigkeitsabscheider oder bei fehlendem Abscheider von der mit nassen Dämpfen erfüllten Seite des Verdampfers abzweigt.

17a,10. 360082. Sicherheitsvorrichtung gegen Flüssigkeitsschläge im Kompressor von Kühlmaschinen. Dipl.-Ing. Emil Riegelmann in Oberstdorf i. Allgäu.

Das Wesen der Erfindung besteht darin, in einem zur Abscheidung der Flüssigkeitsteilchen, die im Saugstrom der vom Kompressor angesaugten Dämpfe enthalten sind, bestimmten Abscheider ein Ventil einzubauen, welches selbsttätig den Zugang der Dämpfe zum Kompressor abschließt, wenn im Abscheider sich zuviel Flüssigkeit angesammelt hat, so daß die Möglichkeit, daß zuviel Flüssigkeitsteilchen in den Kompressor gelangen können, beseitigt ist.

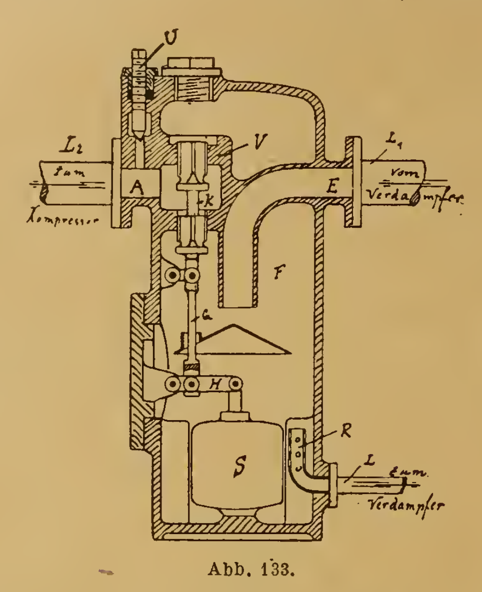


Abb. 133.

Patent-Ansprüche:

1. Sicherheitsvorrichtung gegen Flüssigkeitsschläge im Kompressor von Kühlmaschinen, dadurch gekennzeichnet, daß in die Saugleitung (L^1, L^2) zum Kompressor ein Absperrorgan (VK) eingebaut ist, welches durch einen Schwimmer (S) betätigt wird, der In einem in der Saugleitung (L^1. L^2) angeordneten Flüssigkeitsabscheider (F) oder in einem mit diesem kommunizierenden Behälter (F^1) untergebracht ist. Drei Ansprüche betreffen Ausführungsformen.

17a. 358875. Kälteanlage mit Kreiselverdichter. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher, Wyss & Cie. in Zürich, Schweiz.

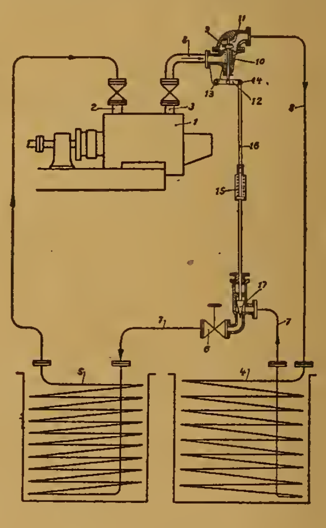
Bei Kälteanlagen mit Kreiselverdichtern treten bei sich ändernder Umdrehungszahl des Verdichters, wenn die Temperatur des Kühlwassers im Verflüssiger sich gleichbleibt, Änderungen in der Fördermenge auf, so daß es vorkommen kann, daß der Verdichter zuviel oder zuwenig fördert. Ist aber die vom Verdichter geförderte Menge zu klein, so tritt zuviel Kältemittel aus dem Verflüssiger in den Verdampfer über, da diese überströmende Menge, wenn keine besonderen Einstellmittel vorgesehen sind, von der vom Kreiselverdichter geförderten Menge unabhängig ist und bei gleicher Kühlwassertemperatur und Wärmeaufnahme im Verdampfer sich gleichbleibt. Eine Folge davon ist, daß sich im Verdampfer flüssiges Kältemittel ansammelt, das dann in den Verdichter übertritt, sobald dieser anfängt, mehr zu fördern. Das ist aber unzulässig, da in einem solchen Falle im Verdichter Flüssigkeitsschläge erzeugt werden würden, die den Betrieb der Anlage stark gefährden. Bei zu großer Fördermenge des Kreiselverdichters tritt dagegen ein Überfüllen des Verflüssigers mit flüssigem Kältemittel ein, was ebenfalls aus betriebstechnischen Gründen unzulässig ist. Diesem Übelstand wird durch den Gegenstand der vorliegenden Erfindung in der Weise abgeholfen, daß die vom Verflüssiger in den Verdampfer übertretende Kältemittelmenge in Abhängigkeit von der Fördermenge des Verdichters gebracht wird.

Nach vorliegender Erfindung ist in mindestens einem der beiden Teile der Druckleitung oder der Saugleitung des Kreiselverdichters eine von der vom Kreiselverdichter geförderten gasförmigen Kältemittelmenge beeinflußte Vorrichtung vorgesehen, welche mit einer das Überströmen von flüssigem Kältemittel aus dem Verflüssiger nach dem Verdampfer regelnden Vorrichtung in Wirkungsverbindung steht.

Die von der gasförmigen Fördermenge beeinflußte Vorrichtung kann zweckmäßig als Rückschlagorgan ausgebildet sein und auf die Vorrichtung zur Regelung des Überströmens des flüssigen Kältemittels aus dem Verflüssiger nach dem Verdampfer derart einwirken, daß beim Schließen bzw. Öffnen dieses Rückschlagorgans das Überströmen des flüssigen Kältemittels unterbrochen bzw. freigegeben wird.

Auf der Zeichnung ist eine beispielsweise Ausführungsform einer Kälteanlage mit Kreiselverdichter nach vorliegender Erfindung schematisch veranschaulicht.

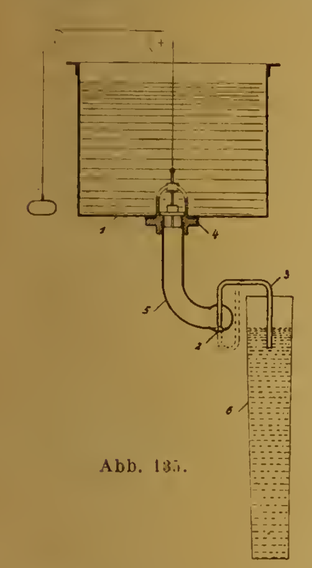
1 bezeichnet einen Kreiselverdichter, welcher mit einem Saugstutzen 2 und einem Druckstutzen 3 versehen ist und seinen Antrieb durch eine nicht gezeigte Maschine erhält. 4 ist der Verflüssiger und 5 der Verdampfer der Kälteanlage, während 6 eine in die Leitung 7, welche den Verflüssiger 4 mit dem Verdampfer 5 verbindet, eingeschaltete Drosselvorrichtung bezeichnet. In die den Druckstutzen 3 des Kreiselverdichters 1 mit dem Verflüssiger 4 verbindende Druckleitung 8 ist ein Rückschlagorgan 9 eingeschaltet, welches von zwei einander entgegenwirkenden Federn 10, 11 beeinflußt wird. Dieses Rückschlagorgan 9 ist mit einem Lenker 12 verbunden, der am Ende 13 ortsfest aber drehbar gelagert und am anderen Ende 14 mit


Abb. 134.

einem ein elastisches Zwischenglied 15 aufweisendes Gestänge 16 in Wirkungsverbindung steht. Das Gestänge 16 trägt am unteren Ende ein Regelungsorgan 17, welches in der Strömungsrichtung des Kältemittels, vom Verflüssiger nach dem Verdampfer betrachtet, vor der Drosselvorrichtung 6 angeordnet ist und das Überströmen von flüssigem Kältemittel aus dem Verflüssiger 4 nach dem Verdampfer 5 regeln kann.

Die Wirkungsweise der beschriebenen Kälteanlage ist folgende: Das vom Kreiselverdichter geförderte gasförmige Kältemittel hat das Bestreben, in Verbindung mit der Feder 10 das Rückschlagorgan 9 entgegen der Wirkung der Feder 11 von seinem Sitze abzuheben. Solange die Fördermenge des Kreiselverdichters 1 nicht unter ein bestimmtes Maß fällt, ist das Rückschlagorgan 9 so weit von seinem Sitze abgehoben, daß es das Regelungsorgan 17 in eine solche Lage einstellt, daß letzteres

das Überströmen des flüssigen Kältemittels vom Verflüssiger 4 nach dem Verdampfer 5 nicht hindert. Sobald aber die Fördermenge des Kreiselverdichters unter ein bestimmtes Maß fällt, bekommt die Feder 11 das Übergewicht, so daß sie ein Bewegen des Rückschlagorgans 9 gegen seinen Sitz hin bewirkt. Das hat zur Folge, daß das Regelungsorgan 17 unter Vermittlung der Teile 12, 16 in eine solche Lage gebracht wird, daß es die Überströmmenge des flüssigen Kältemittels vom Verflüssiger 4 nach dem Verdampfer 5 vermindert bzw. ganz unterbricht, wenn die Fördermenge des Kreiselverdichters so stark gesunken ist, daß das Rückschlagorgan 9 gegen seinen Sitz angepreßt worden ist. Auf diese Weise wird verhindert, daß zu viel flüssiges Kältemittel in den Verdampfer 5 gelangt, wenn die Fördermenge des Kreiselverdichters 1 klein ist.


Abb. 135.

17b. 359499. Füllvorrichtung für Eiszellen. Wilhelm Weckerle in Zuffenhausen-Stuttgart.

Patent-Anspruch:

Füllvorrichtung für Eiszellen, dadurch gekennzeichnet, daß ein Verteilungsrohr (2) und die Zellen (6) in ihrer Höhenlage zueinander in ein solches Verhältnis gebracht werden, daß die Flüssigkeitsspiegel (in 2 und 6) sich mittels der Füllrohre (3) gleich hoch einstellen können, wodurch sich die Zellenteilung des Füllgefäßes erübrigt.

17a. 359723. Einrichtung zur Erzeugung kalter Luft durch Arbeitsleistung. Carl Metzger in München.

Patent-Ansprüche:

1. Einrichtung zur Erzeugung kalter Luft durch Arbeitsleistung, dadurch gekennzeichnet, daß komprimierte, vorgekühlte Luft auf einen Kolben (3) wirkt, welcher mechanisch mit dem Kolben (4, 5) einer Pumpe (2, 2ª) für Flüssigkeit oder Gase verbunden ist und als Arbeitsleistung Flüssigkeit oder Gase zu komprimieren und durch eine der Leistung entsprechend bemessene Öffnung zu treiben hat.

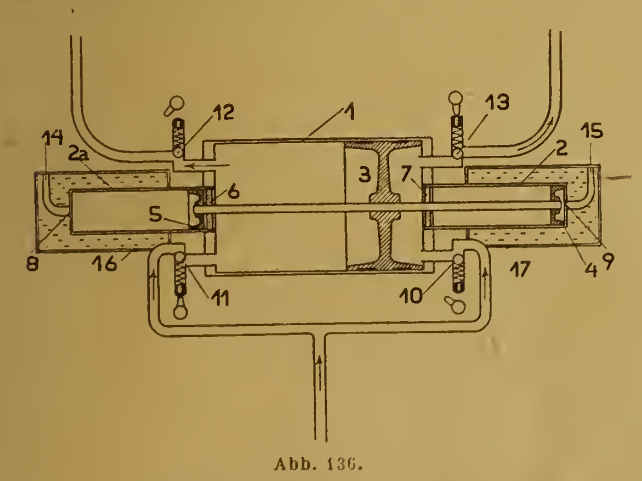


Abb. 136.

2. Anordnung nach Anspruch 1, verbunden mit Flüssigkeitskühlern (16, 17) zwecks Abkühlung der durch den Arbeitsvorgang erwärmten Luft.

3. Anordnung nach Anspruch 1 und 2, gekennzeichnet durch eine Nockensteuerung (10, 11, 12, 13), welche selbsttätig den Ein- und Auslaß für die komprimierte Luft im Expansionszylinder (1) öffnet und schließt.

17a. 359722. Abscheider für Kompressionskältemaschinen. Philip Fischbacher in Quincy, V. St. A.

Patent-Anspruch:

Abscheider für Kompressionskältemaschinen mit in das Abscheidergehäuse eingebauter, vom Kältemittel umflossener Trennwand, dadurch gekennzeichnet, daß die Trennwand aus einer gewellten elastischen Metallplatte (55) besteht, deren Wellenscheitelpunkte bis nahe an die Innenfläche der Außenwand des Abscheiders (C) heranreichen, und durch den Druck des strömenden Kältemittels entsprechend dem Arbeitsgang des Kompressors mehr oder weniger von der Außenwand abgedrückt werden.

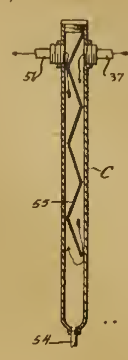


Abb. 137.

17a. 358876. Kälteanlage mit Kreiselverdichter. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher, Wyss & Cie. in Zürich, Schweiz.

Bei Kreiselverdichtern treten bei einer Änderung der Umdrehungszahl der sie antreibenden Maschinen Änderungen in den Förderverhältnissen hinsichtlich Druck und Volumen auf. Bei einer Änderung der Umdrehungszahl der Kreiselverdichter ändert sich daher auch der Druck in den Stopfbüchsenzwischenkammern. Die gemäß der Erfindung mit einer solchen Zwischenkammer verbundene Glocke bewirkt nun einen selbsttätigen Ausgleich von Druckunterschieden, die sich in der Zwischenkammer geltend machen. Dies ist insofern von besonderem Vorteil, als der in den Verdampfer fördernde Kolbenverdichter

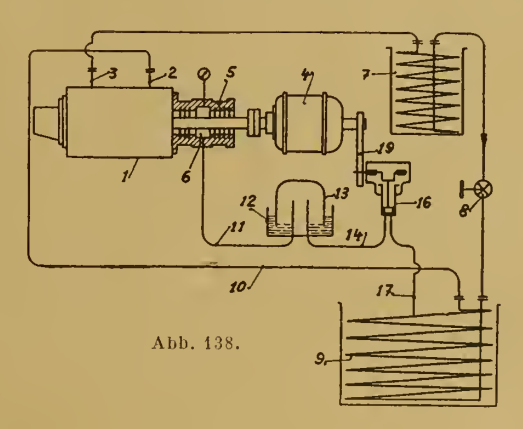


Abb. 138.

bei Änderungen der Umdrehungszahl des Kreiselverdichters wohl Volumen-, nicht aber auch Druckunterschiede ausgleichen kann. Der Erfindungsgegenstand ermöglicht daher ein sicheres Abdichten gegen die Atmosphäre, was bei Anlagen der in Frage kommenden Art wichtig ist, weil das zu verdichtende Mittel teuer, gesundheitsschädlich und übelriechend ist.

Patent-Anspruch:

Kälteanlage mit Kreiselverdichter, bei welcher das in die Zwischenkammer einer Stopfbüchse des Kreiselverdichters entwichene Kältemittel in den Verdampfer der Anlage gefördert wird, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwischenkammer (6) der Stopfbüchse (5) mit dem Innenraum einer beweglichen Glocke (13) eines Gasbehälters (12) verbunden ist, aus dem das Kältemittel durch einen von der den Kreiselverdichter (1) betätigenden Maschine (4) angetriebenen Kolbenverdichter (16) in den Verdampfer (9) gefördert wird.

17a. 359049. Kältemittel für Kompressionskältemaschinen. Halleck Wager Seaman in Chicago, V. St. A.

Die Erfindung bezieht sich auf ein Kältemittel für Kompressionskältemaschinen; es zeichnet sich dadurch aus, daß es nicht giftig ist, daher die Wandungen nicht angreift, und daß es bei Kühlwassertemperatur eine verhältnismäßig niedrige Dampfspannung besitzt. Dadurch macht sich die Anwendung

schwerer Kompressoren entbehrlich. Bei einer Temperatur von —10° ist die Dampfspannung nicht sehr viel geringer als der atmosphärische Druck, und der Siedepunkt liegt innerhalb praktisch brauchbarer Grenzen.

Als solche Kältemittel gelangen Propylen und Butylen nach der vorliegenden Erfindung zur Anwendung. Ihre Siedepunkte sind bei —50° und —2°, und ihre kritischen Temperaturen befinden sich bei 97° bzw. 150°; es liegt also der Siedepunkt innerhalb praktisch brauchbarer Grenzen. Da auch diese Gase wenig feuergefährlich sind, so empfehlen sie sich schon aus diesem Grunde zur Eisbereitung. Die Kompressionsverhältnisse der beiden Gase sind auch bezogen auf Ammoniak vorteilhaft. Diese Kompressionsverhältnisse ergeben sich aus den Drücken der Kompression bei —10° und +30°. Für Ammoniak ist dieses Kompressionsverhältnis 4,2, für Propylen 2,7 und für Butylen 3,45. Da jedoch die Anzahl der Kalorien per Volumeneinheit, die bei Verflüchtigung frei wird, in Ammoniak nur um wenig größer ist als in Propylen oder Butylen, so ist der Wirkungsgrad des Propylen oder Butylen für diese Zwecke bedeutend höher.

Patent-Anspruch.

Kältemittel für Kompressionskältemaschinen, dadurch gekennzeichnet, daß es aus Propylen oder Butylen besteht.

Deutscher Kälte-Verein.

Vorsitzender: Geh. Rat Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz, Technische Hochschule Danzig.
Schriftführer: A. Kaufmann, Oberingenieur. Berlin W 35, Blumeshof 14/I.
Schatzmeister: E. Brandt, Direktor. Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Arbeitsabteilung I: Für wissenschaftliche Arbeiten. Obmann: Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig.
Arbeitsabteilung II: Für Bau und Lieferung von Maschinen, Apparaten. Obmann: Ober-Ing. Heinr. Meckel, Berlin-Pankow.
Arbeitsabteilung III: Für Anwendung von künstlicher Kälte und Natureis. Obmann: Direktor A. Lucas, Leipzig A.

Deutscher Kälte-Verein.

Am 8. Oktober 1922 ist in Köln der Rheinische Kälte-Verein als Bezirksverein des D. K.-V. mit ca. 30 Mitgliedern begründet worden. Der Vorstand setzt sich zusammen aus den Herren:

Richard Pabst — Vorsitzender,
Ernst Vollandt — Stellvertreter,
Hermann Hauser — Schriftführer,
Johann Willems — Stellvertreter,
Joseph Musmacher — Kassierer,
Dr. Karl Bützler — Beisitzer.

Briefschaften usw. sind zurichten an den Schriftführer, Herrn Direktor Hermann Hauser, Deutz, Rheinallee 14, 18.

Wir geben unseren Mitgliedern Kenntnis von der vorstehenden erfreulichen Tatsache, wünschen dem jungen Verein ein gesundes Wachsen und Gedeihen und hoffen, uns im nächsten Jahr, gelegentlich der Hauptversammlung in Köln, hiervon überzeugen zu können.

Wir zählen somit jetzt 3 Bezirksvereine (Berlin, Hamburg, Köln), welchen sich ein weiterer, voraussichtlich in nicht zu ferner Zeit, anschließen wird.

Deutscher Kälte-Verein.
Kaufmann.

* * *

Die vom Deutschen Kälte-Verein aufgestellten **Regeln für Leistungsversuche an Kältemaschinen und Kühlanlagen** (16 Seiten Text, 20 Seiten Tabellen mit Diagramm) liegen jetzt fertig vor und können zum Stückpreis von M. 100,— (Inland) vom Verein bezogen werden. Auslandspreis 2 Goldmark. Die interessierten Kreise werden gebeten, sich dieser Regeln in allen vorkommenden Fällen zu bedienen.

Bestellungen sind zu richten an den unterzeichneten Schriftführer; Geldsendungen an den Schatzmeister, Herrn Direktor E. Brandt, Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Deutscher Kälte-Verein.
Der Schriftführer: **Kaufmann**, Ober-Ing., Berlin W 35, Blumeshof 14/I.

Berliner Kälte-Verein.

Bezirksverein des Deutschen Kälte-Vereins.

Bericht
über die am 31. Oktober 1922 im Patzenhofer-Ausschank, Berlin W. 8., Friedrichstr. 71, stattgefundene Monatsversammlung.

Der Vorsitzende Herr C. L. Hoffmann, an Stelle des am Erscheinen verhinderten 1. Vorsitzenden, widmete dem verstorbenen Mitgliede Professor Leist von der Berliner Technischen Hochschule warme Worte des Gedenkens.

Auf eine Vorlesung des Berichtes über die letzte Sitzung am 27. Juni 1922 wurde verzichtet, weil er bereits vor längerer Zeit in der Zeitschrift veröffentlicht worden ist.

Herr Altenkirch berichtete zunächst kurz über die Luftverflüssigungsmaschine des Bureau of Standard.

Sodann sprach er eingehend über die neue Luftkältemaschine von Maurice Leblanc auf Grund der in den Comptes rendus bisher erschienenen Veröffentlichungen. Dieser Bericht wird in einem der nächsten Hefte der Vereinszeitschrift zum Abdruck gelangen.

In der sich daran anschließenden lebhaften Aussprache wurde beschlossen, daß derartige Referate über die Fachliteratur des Auslandes regelmäßig in den Vereinssitzungen geboten und erörtert werden sollten.

Der Schriftführer: **J. Schindler.**

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

12. Heft | Dezember 1922 | 29. Jahrgang

Abhandlungen, Vorträge, Berichte.

Die ersten Kühlwagen der Deutschen Reichsbahn.

Von Gustav Laubenheimer, Regierungsbaurat im Eisenbahn-Zentralamt, Berlin.

Die Lebensmittelversorgung Deutschlands ist zurzeit eine der brennendsten volkswirtschaftlichen Fragen.

Angesichts des unzureichenden Vorrats an Lebensmitteln in Deutschland und der hierdurch verursachten dauernden Steigerung der Lebensmittelpreise müssen die größten Anstrengungen gemacht werden, um die Verfrachtung der knappen Bestände in einwandfreier Weise sicherzustellen.

Deutschland war schon vor dem Krieg nicht in der Lage, aus seiner eigenen Landwirtschaft die für eine ausreichende Volksernährung erforderlichen Lebensmittel zu erzeugen; nach dem Verlust der landwirtschaftlich hochwertigen östlichen Provinzen ist der Mindervorrat, insbesondere an Fleisch, noch größer geworden. Eine Steigerung des Fleischkonsums kann nur auf zwei Arten erzielt werden, entweder durch verstärkte inländische Aufzucht oder durch Einfuhr von ausländischem Fleisch, in der Hauptsache von Gefrierfleisch. Beides ist nur unter Beanspruchung fremder Devisen möglich, die sowohl zum Einkauf ausländischer Futtermittel für eine Mastzucht als auch zum Import von Gefrierfleisch benötigt werden.

Die Einfuhr von Gefrierfleisch erfordert zudem einen derartig umfangreichen Apparat von genau zusammenarbeitenden Faktoren (Kühlseeschiffe, Kühlhäuser im Hafen, Kühlwagen und Kühlflußschiffe nebst Kühlhäusern am Empfangsorte im Binnenlande), um eine einwandfreie Verkaufsware liefern zu können, daß die Einfuhr von Gefrierfleisch kaum dem allgemeinen Handel zugänglich sein wird. Für Deutschland sind jetzt nach dem anfänglichen Mißerfolg der Gefrierfleischeinfuhr, die nach der Revolution ohne die technischen Vorbereitungen durch das gemeinsame Vorgehen der Hamburg-Amerika-Linie (Seekühlschiffe) der Kühltransitgesellschaft in Leipzig (Kühlhäuser und Kühlwagen) und der Handelsgesellschaft Fleischerverband (Haflag) Berlin (Gefrierfleischvertrieb) geschaffen worden.

Der einzige Ersatz für Fleisch, der ohne Beanspruchung fremder Devisen in großem Umfange für die deutsche Ernährung gewonnen werden kann, ist der Seefisch, der infolgedessen bei der immer weiter steigenden Kostspieligkeit des Fleisches eine ungleich größere Bedeutung als Volksnahrungsmittel erlangt hat, als es vor dem Kriege der Fall war. Es war deshalb für die Deutsche Reichsbahn, die als staatliches Transportunternehmen außer der reinen verkehrstechnischen auch allgemein-volkswirtschaftliche Aufgaben zu erfüllen hat, eine Frage von größter Bedeutung, den Seefisch weitesten Volkskreisen in einwandfreiem Zustand zugänglich zu machen. Daß dies bisher noch nicht allgemein und in dem durch die allgemeine Wirtschaftslage bedingten Maße möglich gewesen ist, war außer der Knappheit an deutscher Kohle für unsere Seefischdampfer, die meistens die teuere englische Kohle übernehmen mußten, zum großen Teil eine Transportfrage. Insbesondere war es in den wärmeren Monaten des Jahres sehr schwierig und nur mit großem Eisaufwand möglich, den Seefisch auf größere Entfernung zu verfrachten. Zudem sind die Preise für das zur Konservierung erforderliche Eis und die zugehörigen Verpackungsmaterialien so stark im Preise gestiegen, daß es als eine wirtschaftliche Notwendigkeit erscheinen muß, Fahrzeuge zu schaffen, die

1. die Versendungsmöglichkeit der Seefische zu allen Jahreszeiten auf jede Entfernung innerhalb Deutschlands und bis Österreich und zur Schweiz sicherstellen und
2. mit einem Mindestaufwand an Eis diese Entfernungen zurücklegen können.

Da das mitgeführte Eis nur bis zu 20 vH der Ladung frachtfrei befördert wird, jetzt aber auf weitere Entfernungen im Sommer oft über 60 vH Eis geladen werden müssen, so wird durch eine Verbesserung der thermischen Eigenschaften der Kühlwagen außer der Eisersparnis eine Verbilligung der Fische auch dadurch herbeigeführt, daß in einem Wagen an Stelle des ersparten Eises entsprechend mehr Fische geladen werden können.

Das zweite Volksnahrungsmittel, dessen Mindererzeugung gegen den Friedensstand eine außerordentliche Verteuerung verursacht hat, ist die Milch. Besondere Schwierigkeiten bereitet die Versorgung der Großstädte mit Milch, die heute auf viel weitere Entfernungen herangeführt werden muß und infolgedessen eine weit geschütztere Transportmöglichkeit erfordert, als das früher der Fall war.

Bisher besaß die Deutsche Reichsbahn Kühlwagen im modernen wärmetechnischen Sinne überhaupt nicht. Die Verfrachtung der leichtverderblichen Lebensmittel, insbesondere der Seefische und der Milch, erfolgte bis jetzt entweder in gedeckten Güterwagen, die als einzigen Wärmeschutz lediglich einen äußeren weißen Anstrich hatten, oder in den sog. Wärmeschutzwagen, die bei dreifacher Verschalung eine doppelte Luftschicht als Wärmeisolation führten. Während erstere in keiner Weise den angestrebten Zweck erfüllen konnten, haben auch die bisherigen sog. Wärmeschutzwagen nur unvollkommen ihre Aufgabe gelöst; sie entsprechen keineswegs den Anforderungen, die man in wärmetechnischer Beziehung an moderne Kühlwagen stellen muß. Die Reichsbahnverwaltung hat sich deshalb ent-

schlossen, ganz neue Kühlwagenbauarten zu entwickeln, die berufen sein werden, den höchsten Anforderungen zu entsprechen, und die in ihrer ganzen wärme- und wagenbautechnischen Durchbildung wohl das heute höchst erreichbare Maß darstellen.

In erster Linie sollen sie zur Beförderung der Seefische und der Milch dienen. Von den zunächst im Bau befindlichen 300 neuen Kühlwagen sind deshalb 180 für Seefisch- und 120 für Milchtransporte bestimmt. Zur Zeit (1. November 1922) befinden sich bereits über 50 Wagen der neuen Bauart zur Seefischbeförderung mit bestem Erfolg im Betrieb.

Bei dem Bestreben, einen Kühlwagen von höchster Leistungsfähigkeit zu entwickeln, kann man zwei Wege beschreiten, den wissenschaftlich-methodischen oder den empirisch-praktischen Weg. Den letzteren verfolgte man bei den Eisenbahnverwaltungen in Nordamerika, den zweiten beschritt man bei uns, gänzlich unabhängig voneinander, da bei der Entwicklung der Richtlinien für die neuen deutschen Kühlwagen im Herbst 1920 die amerikanischen Versuche, über die erstmals Dr.-Ing. M. Krause im 12. Heft dieser Zeitschrift Dezember 1920 eingehend berichtet hat, noch nicht bekannt waren. Es sei vorweg bemerkt, daß beide Methoden zu demselben Ergebnis führten.

Die Konservierung der leichtverderblichen Lebensmittel auf dem Transportweg von ihrer Erzeugung zum Verbrauchsort kann nur dadurch sichergestellt werden, daß man den Fäulnisbakterien, der Ursache der Zerstörung, die Lebensbedingungen zu ihrer Fortentwicklung und Vermehrung abschneidet. Diese Lebensbedingungen sind in der Hauptsache:

1. Wärme,
2. Feuchtigkeit,
3. neue Bakterienzufuhr.

Die Aufbewahrungsräume für Lebensmittel müssen also im Innern

1. kühl,
2. trocken,
3. luftundurchlässig sein.

Die einzige Ausnahme bilden in bezug auf die Trockenheit die Fische, weil mit einem Trocknungsprozeß unerwünschte Gewichtsverluste verbunden sind. Der Fisch bleibt so lange frisch, als er beiderseitig von Eis umhüllt ist. Eine gute thermische Schutzwirkung, um das Wegschmelzen des Eises nach Möglichkeit zu verhindern, ist also das Haupterfordernis eines guten Fischtransportwagens. Die niedrig gehaltene Temperatur setzt die Virulenz der Fäulnisbakterien herab und verhindert dadurch ihre Vermehrung. Bei einer luftdurchlässigen Wandung der Wagen treten, abgesehen von dem hierdurch ermöglichten schädlichen Wärme- und Feuchtigkeitsdurchgang, dauernd von außen neue virulente Bakterien in das Wageninnere ein, die erst nach einer gewissen Zeit infolge ihrer allmählich erfolgenden Abkühlung ihre Virulenz einbüßen und in der Zwischenzeit ihre zerstörende Wirkung ausüben können. Da bei den Kühlwagen die Luftundurchlässigkeit der Wand nicht durch die hölzernen Verschalungen der Wagenwände gewonnen werden kann, da das Holz sich entsprechend dem Wärme- und Feuchtigkeitsgehalt der Luft dehnt bzw. schrumpft, so mußte das Isolationsmaterial, das zwischen den Verschalungen liegt, teils selbst diese Aufgabe erfüllen, teils mußte eine besondere Luftdichtung geschaffen werden.

Das beste thermische Isolationsmaterial, das technisch verwendbar ist, besteht in den kleinen ruhenden Luftpartikelchen, welche in den porösen und dementsprechend leichten Materialien, wie Kork, Torf, Filz, Glasgespinst, Schlackenwolle, Holzwolle, Flachsabfälle usw. enthalten sind. Das bisher bei den Wärmeschutzwagen der früheren preußisch-hessischen Eisenbahn angewandte System einer dreifachen Verschalung mit zwei Luftzwischenräumen konnte deshalb nur einen sehr unvollkommenen thermischen Nutzeffekt haben, weil in den großen Lufträumen natürlich infolge der äußeren und inneren Temperaturunterschiede eine lebhafte Wärmeübertragung eintreten mußte, ganz abgesehen davon, daß auch die Holzverschalung trotz der Fugung mit Nut und Feder infolge des »Arbeitens« des Holzes niemals dicht sein konnte. Bei der Wahl einer für Kühlwagen geeigneten Wärmeisolationsmasse mußten vier Bedingungen erfüllt werden:

1. Der Isolationsstoff mußte eine möglichst geringe Wärmeleitfähigkeit besitzen,
2. möglichst leicht sein, um an Eigengewicht des Wagens zu sparen und die betriebstechnisch unerwünschte »tote Last« der Wagen herabzusetzen. Diese zweite Bedingung ist allerdings schon durch die erste miterfüllt, da die Wärmeleitfähigkeit eines Stoffes im allgemeinen proportional seinem Raumgewicht ist,
3. durfte der Isolationsstoff nicht hygroskopisch sein,
4. mußte er genügende Festigkeit gegen Zertrümmern besitzen.

Das Eisenbahn-Zentralamt hat in seiner Chemischen Versuchsanstalt eine Reihe der für Kühlräume in Frage kommenden Isolationsstoffe eingehend nach vorstehenden vier Gesichtspunkten geprüft. Dabei war zu bedenken, daß Isolationsmaterialien, die für ruhende Anlagen, z. B. für Kühlhäuser, sehr geeignet sind, noch lange nicht für Kühlwagen angewandt werden können. Der Kühlwagen erfährt im Eisenbahnbetrieb unter Umständen durch Stoßwirkungen sehr starke Beanspruchungen. Es sind deshalb Isolationsmaterialien ausgeschlossen, die aus hygroskopischen Materialien bestehen, die man z. B. bei Kühlhäusern anwenden kann, weil man hier den Stoff durch Leichtbetonwände absolut sicher gegen Feuchtigkeitaufnahme schützen kann, was bei Kühlwagen natürlich ausgeschlossen ist. Bei den Kühlwagen muß aber auf die Bedingung, daß das Isolationsmaterial nicht hygroskopisch ist, ganz besonderer Wert gelegt werden. Wird das Holz der Wagenwände während des Sommers ausgetrocknet, so tritt ein gewisses Klaffen der Trenn-

fugen ein, durch die im Herbst bei Nebel und Regenwetter die Feuchtigkeit eintritt und nicht wieder entfernt werden kann. Neben dem thermischen Mißstand, daß hierdurch der beabsichtigte schlechte Wärmeleiter in das unbeabsichtigte Gegenteil umgewandelt wird, wird durch die angesammelte Feuchtigkeit eine sehr schnelle Fäulnis der Wagenwände und des Fußbodens eintreten, was wiederholt bei Bierwagen, deren Wagenbretter bei zweifacher Verschalung mit imprägnierter Holzwolle gefüllt waren, beobachtet wurde.

Beim Abschluß der Versuche blieben nur zwei Isolationsstoffe übrig, welche den obigen Bedingungen für Kühlwagen genügten, Korkplatten und Torfoleumplatten. Während Korkplatten, die aus imprägnierten Korkabfällen hergestellt sind, seit langem als bisher bestes Isolationsmaterial für Kühlwagen galten und in großem Umfange, z. B. bei amerikanischen Kühlwagen angewandt werden, stellen die Torfoleumleichtplatten ein neues einheimisches Erzeugnis aus deutschem Torf dar, der nach einer wasserabweisenden Kernimprägnierung unter starkem hydraulischen Druck zu Platten gepreßt wird. Von den ersten 300 Wagen, die gebaut werden, werden 100 Wagen mit Korkplatten, 100 Wagen mit Torfoleumplatten und 100 Wagen mit einem kombinierten System isoliert, wobei der Fußboden und ein Drittel der Seitenwände Korkplatten, der Rest der Seitenwände und das Dach Torfoleumplatten erhalten.

Beide Isolationsmaterialien haben ungefähr dieselbe Wärmeleitziffer, 0,04. Die Betriebserfahrungen müssen zeigen, ob sie sich auch im Dauerbetrieb der Wagen gleichwertig erweisen werden.

Die bisherigen Wärmeschutzwagen der preußisch-hessischen Staatsbahn waren dreiachsige Wagen mit hölzernem Kasten und hatten bei 10 t Ladegewicht ein Eigengewicht von rd. 18 t. Das Verhältnis von Nutzlast zur Totlast war sehr ungünstig, das Ladegewicht zudem unzureichend. Da neuerdings nicht mehr an der früheren Forderung festgehalten wird, daß alle Wagen, die in Personenzüge mit über 60 km Geschwindigkeit eingestellt werden, was bei Kühlwagen zur schnelleren Beförderung vorkommt, mindestens drei Achsen haben müssen, so mußte im Interesse der Wirtschaftlichkeit des Eisenbahnbetriebes angestrebt werden, einen Wagen mit günstigerem Verhältnis von Totlast zu Nutzlast zu entwerfen.

Es wurde deshalb für den Entwurf ein Wagen von 15 t Ladegewicht bei rd. 21 m² Ladefläche zur Bedingung gestellt, der nur zwei Achsen und ein möglichst geringes Eigengewicht haben sollte.

Bei den ersten Vorentwürfen beteiligten sich folgende 5 Wagenbauanstalten, die in dem Bau von Kühlwagen auch für ausländische Besteller schon über zum Teil langjährige Erfahrungen verfügten:

1. Eisenbahn-Verkehrsmittel-Aktiengesellschaft (Eva) Berlin, Abt. Wagenbau Wismar;

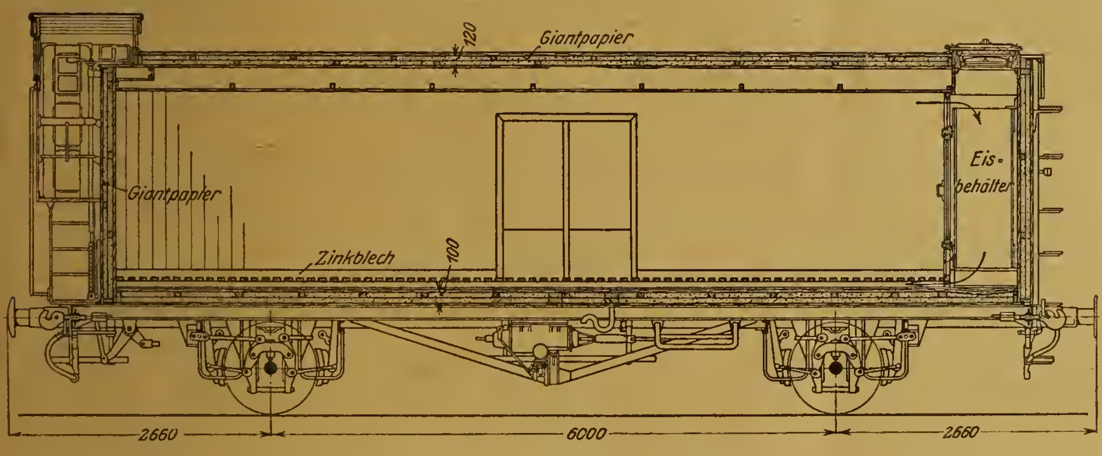


Abb. 139 a.

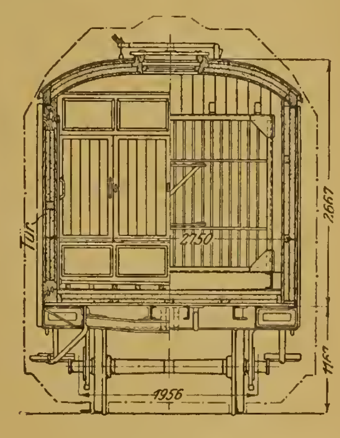


Abb. 139 c.

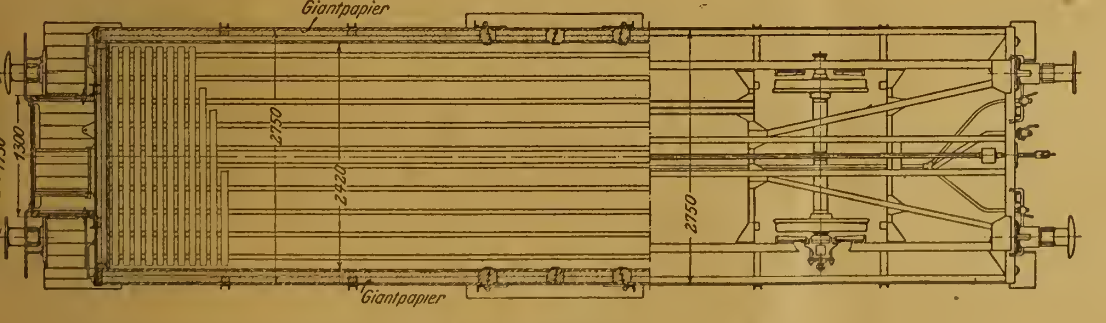


Abb. 139 b.

2. Hannoversche Waggonfabrik (Hawa), Hannover-Linden;
3. Waggonfabrik Gebr. Gastell, Mainz-Mombach;
4. Waggonfabrik Ürdingen a. Rh.;
5. Waggon- u. Maschinenbau-A.-G. (Wumag), Görlitz,

die nach den Richtlinien und in engstem Zusammenarbeiten mit dem Eisenbahn-Zentralamt, Berlin, eine Reihe von verschiedenartigen Entwürfen durcharbeiteten und auch die ersten in Bestellung gegebenen Kühlwagen bauen. Von diesen Vorentwürfen wurden zwei Bauarten, Wismar und Ürdingen, vom Reichsverkehrsministerium zu Versuchsausführungen genehmigt, weil bei diesen Typen das geringste Eigengewicht bei größter Stabilität des Wagens erreicht werden kann.

Je ein Wagen der Bauart Wismar war im Sommer dieses Jahres auf der deutschen Gewerbeschau in München und auf der ersten deutschen Seefischereimesse in Geestemünde, ein Wagen der Bauart Ürdingen auf der »Miama« in Magdeburg ausgestellt. Im Gegensatz zu den bisher allgemein üblichen Bauarten, bei denen der Rahmenbau des Wagenkastens und die Eck- und Türsäulen aus Holz bestanden, sehen die neuen Wagen ein Fachwerkgerippe aus Eisen vor, das absolut steif ist, in welches der hölzerne Wagenkasten gewissermaßen nur als Füllung eingesetzt ist. Hierdurch wird die Sicherheit gegeben, den Wagenkasten gegen ein Verkanten infolge starker Rangierstöße zu sichern und zichtet ist, da die Wagen nur in luftgebremsten Eilgüter- oder Personenzügen befördert werden. Sämtliche Wagen erhalten die neuen verstärkten Hülsenpuffer und als Dacheindeckung die alte friedensmäßige Leinendeckung, um die wertvollen Wagen nicht der Gefahr einer häufigen Außerdienststellung durch das Defektwerden einer Dachpappeneindeckung auszusetzen.

Das wichtigste Element eines Kühlwagens ist seine Isolierung, auf deren Ausbildung bei den neuen Wagen ganz besonderer Wert gelegt wurde.

Die Kork- bzw. Torfoleumplatten sind in den Seitenwänden und dem Dach in einer Stärke von 120 mm, im Fußboden von 100 mm verlegt. Zudem



Abb. 140.

hiermit ein Zerreißen der Luftdichtungslagen und der Isolierplatten zu verhüten. Gleichzeitig können hierdurch die starken Eck- und Türrungen, die bei der hölzernen Bauart diese Beanspruchungen aufnehmen mußten, wesentlich leichter gehalten werden, da sie durch das eiserne Fachwerk (Sprengewerk) der Wagenwände entlastet sind. Die konstruktive Durchführung ist aus den Abb. 139a—c (Bauart Wismar) zu ersehen. Dabei ist besonders darauf Bedacht genommen, daß keine metallische Verbindung von dem eisernen Fachwerkgerippe zur Befestigung des Wagenkastens in das Wageninnere durchgeführt ist, wie aus der Darstellung eines Eckquerschnittes des Wagenkastens in Abb. 140 hervorgeht. Das Untergestell der Wagen ist im übrigen in der normalen Bauart der bedeckten Güterwagen durchgeführt; jeder Wagen wird mit der Kunze-Knorr-Güterzugbremse ausgeführt, während auf die Handbremse mit einigen wenigen Ausnahmen ganz ver- werden die Platten beiderseits mit Giantpapier der Ruberoidwerke Aktiengesellschaft, einer imprägnierten wasser- und luftundurchlässigen, geschmeidigen Pappe verklebt, so daß sowohl ein Luftdurchgang hierdurch verhindert als auch ein besonderer Schutz gegen Feuchtigkeit, die durch die Fugen der äußeren oder inneren Verschalung in die Isolationsmasse eindringen könnte, gewährleistet wird. Die doppelt verlegten Torfoleumplatten von je 60 mm Wandstärke führen zudem noch je eine luft- und feuchtigkeitsundurchlässige Goudrontrennungsschicht in der Mitte der Wandstärke. Der Einbau der Isolationsplatten und die wellenförmige Verlegung des Giantpapiers, das hierdurch gegen Bruchgefahr möglichst geschützt wird, ist aus Abb. 140 zu ersehen.

Die Korkplatten, welche in die jetzt im Bau befindlichen Kühlwagen eingebaut werden, sind von folgenden Firmen geliefert worden:

1. Grünzweig & Hartmann, Ludwigshafen a. Rh. (Expansitkorkplatten, bei denen das Volumen der einzelnen Korkteile künstlich vergrößert ist),
2. Haacke & Co., Celle,
3. Richard Stumpf, Leipzig-Plagwitz.

Die Torfoleumplatten stammen von den Torfoleumwerken Eduard Dyckerhoff, Poggenhagen bei Neustadt am Rübenberge, Prov. Hannover.

Auf Lüftung ist, wie bei allen modernen Kühlwagen, ganz verzichtet worden, weil durch ein Lüften nur warme Luft bzw. Feuchtigkeit in das Innere des Wagens geführt wird, wodurch ein schnelles Hinwegschmelzen des Eises hervorgerufen und dadurch gerade das Gegenteil des beabsichtigten Zweckes erreicht würde.

Jeder Wagen ist mit einem seitlich angebrachten Eisbehälter versehen, der mit einer nach amerikanischem Vorbild vorgebauten Isolationswand versehen ist, wobei die kalte Luft infolge ihrer größeren Schwere an der unteren Öffnung der Isolationswand austritt, sich unter dem Lattenrost des Fußbodenbelags durch den Wagen verbreitet und nach teilweiser Erwärmung an dem Ladegut oben wieder eintritt. Hierdurch wird eine Kälteübertragung und eine möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung im Wagen erzwungen.

Infolgedessen werden die Eisbehälter, die auch bei geschlossenen Wagen durch eine mit doppeltem Deckel gesicherte Einwurfsöffnung vom Dache aus gefüllt werden können, in Verbindung mit einer Kältemischung (Eis mit Salzzusatz) zur Vorkühlung der Wagen sehr geeignet sein. In den Hochsommermonaten kann zudem auf diese Weise die Erhaltung der normalen Eispackung günstig beeinflußt werden.

Die Ausbildung der Eisbehälter in offener Ausführung, wobei die umlaufende Luft unmittelbar über das Eis streichen kann, nach der Bauart Wismar ist in Abb. 141 dargestellt, während Abb. 142a u. b die Bauart Ürdingen mit geschlossenem Eisbehälter zeigt.

Sämtliche Kühlwagen erhalten einen wasserundurchlässigen Bodenbelag, der bei dem größten Teil der Wagen aus Zinkblech besteht, um ein allmähliches Durchdringen des Fußbodens mit Feuchtigkeit und damit eine Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit nebst Fäulnis des Fußbodens vorzubeugen. Besonders wichtig ist dieser Schutz bei den Fischwagen, weil hier das Schmelzwasser der Eispackung dauernd zum Fußboden abfließt, von wo es durch Siphonverschlüsse abgeführt wird.

Da der Zinkblechbelag, der ein guter Wärmeleiter ist, naturgemäß eine größere Anzahl Lötfugen erhalten muß, die leicht zu Undichtigkeiten Anlaß geben können, so wird bei 10 Kühlwagen der Waggonfabrik Ürdingen zum erstenmal ein Fußboden und teilweiser Wandbelag aus geruchfreiem Triolin, das von den Köln-Rottweiler Pulverfabriken hergestellt wird, ausgeführt. Das Triolin, das als Zelluloseprodukt einen schlechten Wärmeleiter darstellt, hat gleichzeitig die angenehme Eigenschaft, daß die stumpf aneinandergestoßenen Platten durch Triolinpaste vollkommen wasserdicht miteinander verschweißt werden können, wobei gleichzeitig eine erwünschte Gewichtsersparnis gegenüber den Zinkblechbelag erzielt wird.

Den schwächsten Punkt aller Kühlwagen bilden stets die Türen, weil es hier besonders schwierig ist,

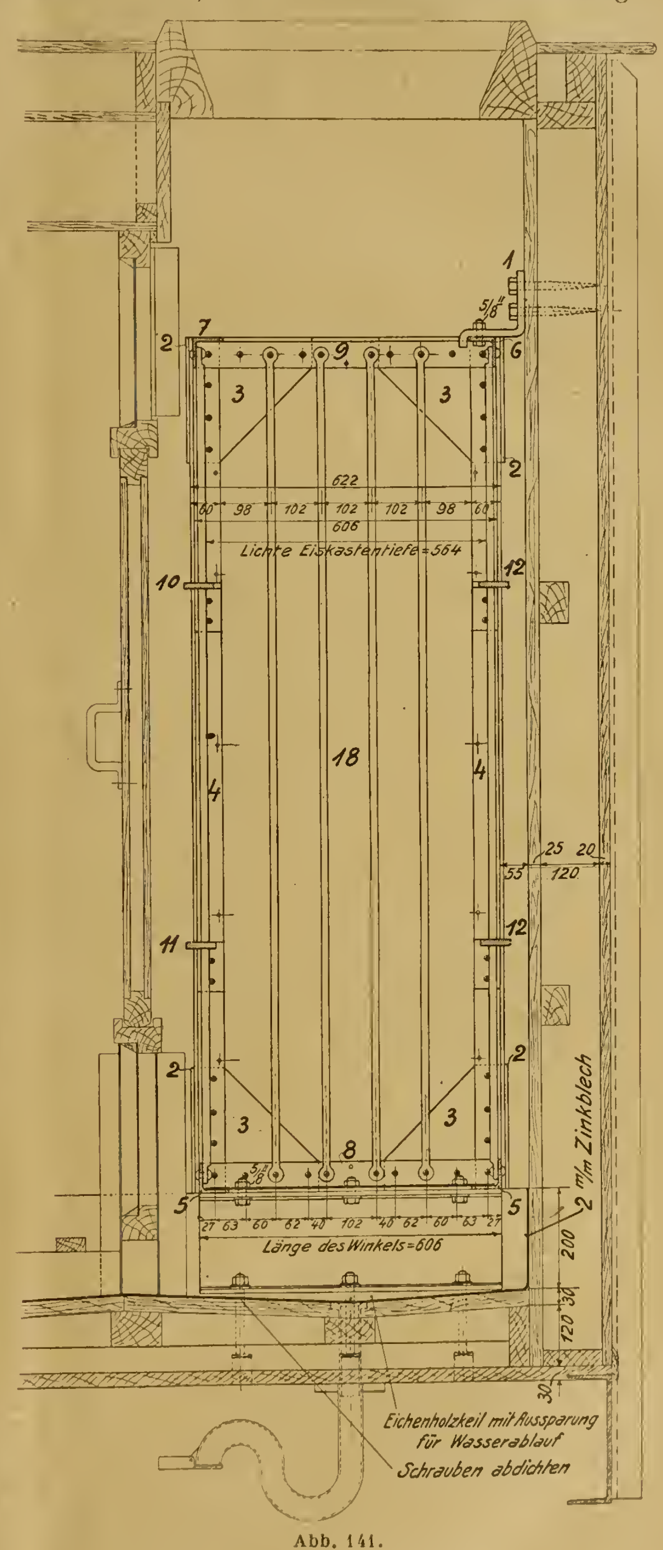


Abb. 141.

die drei Voraussetzungen für gute Konservierung der Lebensmittel zu erreichen, die Verhinderung des Durchgangs von Wärme, Feuchtigkeit und Fäulnisbakterien.

Bisher bestanden die Türen allgemein aus ein oder zwei Flügeln, die in gewöhnlichen Scharnieren mit runden Bolzen und Ösen aufgehängt waren und durch eine Schubstange an der Berührungsstelle der beiden

Türflügel eingepreßt wurden, wobei als Dichtungsmaterial meist Filzstreifen gewählt wurden. Hierbei

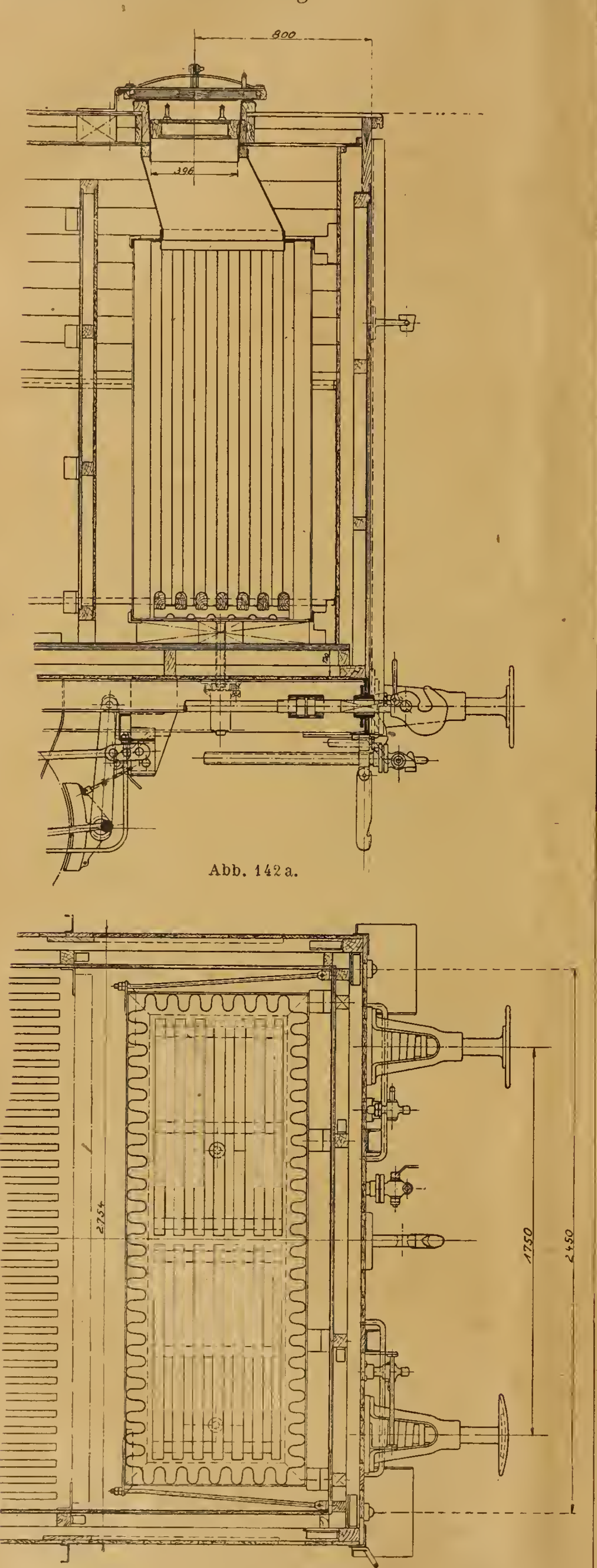


Abb. 142 a.

Abb. 142 b.

war es zwar möglich, zunächst eine einigermaßen gleichmäßige Dichtung auf dem ganzen Türumfange zu erzielen, sobald aber das Dichtungsmaterial eine bleibende Formänderung infolge häufigen Zusammenpressens erfahren hatte, konnte zwar in der Mitte der Tür bei geeigneter Schubriegelausbildung eine dauernde Anpressung erfolgen, an den beiden Endseiten der Tür war jedoch infolge der durch das runde Scharnier stets in gleicher Tiefe einschlagenden Tür keine absolute Dichtung mehr vorhanden, sondern es trat allmählich ein von der Türmitte nach beiden Seiten der Tür zunehmendes Klaffen der Tür ein.

Es trat dadurch ein dem Wärme- und Kälteschutz sehr schädigender Umstand ein, denn die beste thermische Schutzdurchbildung eines Kühlraumes selbst wird unwirksam, wenn die Tür Undichtheiten hat.

Derartige Undichtigkeiten wurden noch weiter durch die schlechte Haltbarkeit der Filzstreifen begünstigt. Wenn auch Filz in trockenem Zustand ein schlechter Wärmeleiter ist, so nimmt er anderseits leicht Feuchtigkeit auf, wodurch die Wärmeleitfähigkeit stark erhöht wird. Gleichzeitig bietet der nasse Filz, auf dem sich die Verunreinigungen der Luft niederschlagen, eine Brutstätte für Fäulnisbakterien. Der nasse Filz hat zudem eine geringe Festigkeit und wird sehr leicht zerfetzt, so daß oft größere und kleinere Teile des Dichtungsstreifens ganz fehlen, wodurch die ganze Türdichtung illusorisch wird. Dies konnte auch bei den sonst sehr gut durchgebildeten amerikanischen Kühlwagen, welche die französische Besatzungsarmee zum Gefrierfleischtransport von Marseille nach Mainz benutzt, beobachtet werden. Diese Mißstände werden bei den neuen deutschen Kühlwagen durch gänzlich neuartige Türverschlüsse und ein bisher nicht angewendetes Dichtungsmaterial beseitigt. Nach dem Vorschlag des Verfassers wird dabei die Tür auf ihrem ganzen Umfange gleichmäßig angepreßt, wobei die Türflügel in Scharnieren mit ovalen Ösen aufgehängt sind, die auch ein Anpressen der Türflügel an den Scharnierseiten ermöglichen.

Die konstruktive Durchbildung dieser Idee kommt bei den Kühlwagen in zwei Ausführungen zur Anwendung.

Der Verschluß der Waggonfabrik Wismar besteht aus dem für Flügeltüren gebräuchlichen Riegelverschluß und vier durch Kniehebel zu bewegende, horizontal gelagerte Schubstangen, von denen je zwei auf einem Türflügel angebracht sind.

Durch die Betätigung des vertikal in der Mitte der Flügeltüren angeordneten Riegels kann die Tür sowohl verriegelt als auch gegen die Seitenwand gepreßt werden, so daß eine gute Abdichtung erzielt wird. Beim Öffnen der Tür ist durch schräg angeordnete Flächen eine Lüftung der Türflügel erzielt, wodurch sie leicht geöffnet werden kann. Der Türverschluß wird durch einen Hebel betätigt.

Durch die Schwenkbewegung des Hebels wird der Hauptriegel mittels rollender Hülsen auf schiefen Ebenen auf- bzw. abwärts bewegt. Hierdurch wird gleichzeitig beim Schließen eine pressende und beim Öffnen eine lüftende Wirkung auf die Türflügel ausgeübt.

An dem Hauptriegel sind Mitnehmer angebracht, die die Kniehebel verdrehen, wodurch die horizontal gelagerten Schubstangen mittels rollender Hülsen auf schiefen Ebenen seitlich einen Druck der Türflügel gegen die Wagenwand ausüben.

Die Verschlußkloben bzw. Führungen der Schubstangen sind so ausgebildet, daß bei geöffneter Tür und ausgelöstem Riegel die Rollenmitten an den Schubstangen mit den Scharniermitten zusammenfallen und ein ungehemmtes Öffnen gestatten. Ebenso sind durch diese Öffnungs- bzw. Endlagen der Rollen jede durch irgendeine Ursache eingeleitete Bewegung der Schubstangen ausgeschlossen, so daß auch die Kniehebel bei geöffneter Tür in ihrer Lage verbleiben und auf dem linken Türflügel stets von ihren Mitnehmern beim Zuschlagen des rechten Türflügels gefaßt werden. Außerdem sind an den Kniehebeln sowie den Mitnehmern am Hauptriegel Abschrägungen vorgesehen, wodurch die Kniehebel stets in die richtige Lage gebracht werden.

Hier wird also mit einem Hebelgriff der allseitige Anzug betätigt, was allerdings eine größere Anzahl Gelenke und bewegter Hebel voraussetzt, die einen gewissen Kraftaufwand zum Verschließen erfordern, was unter Umständen bei nicht genügender Wartung der Verschlußeinrichtungen Hemmungen verursachen

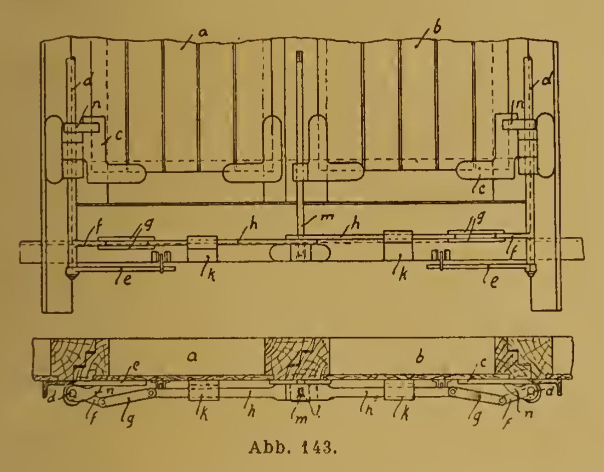


Abb. 143.

kann. Abb. 143 zeigt die zum Patent angemeldete Verschlußanordnung des Verfassers, die bei der Ürdinger Kühlwagenbauart ausgeführt werden wird. Der Verschluß wird durch drei Elemente betätigt. Die Berührungslinie der beiden Türflügel wird in der bekannten Weise durch einen senkrechten, von einem Hebel zu bewegenden Schubriegel betätigt, der unten und oben keilförmige Enden hat, um einen Anzug der Tür zu erzielen.

Um nun auch die Seitenteile der Tür in gleicher Weise anpressen zu können, sind die bisher in kreisrunder Form ausgebildeten Scharniere, welche eine Anpressung der Türflügel nur in einer stets gleichbleibenden Entfernung zulassen, in ovaler Form hergestellt worden, so daß ein veränderliches Anpressen entsprechend der sich allmählich zusammenpressenden Dichtung erfolgen kann. Zu diesem Zwecke sind die beiden senkrechten Daumenwellen angebracht, die vermöge ihrer elastischen Torsionsanpressung dieselbe Wirkung wie die keilförmigen Enden der mittleren Schubriegelstangen hervorrufen. Es mußte hierbei jedoch die unbedingte Sicherheit geschaffen werden, daß bei dem Verschließen der Tür zuerst die seitlichen Drehwellen und dann die mittlere Schubriegelstange betätigt werden, weil andernfalls durch das mittlere Anpressen ohne das vorherige Festlegen der Seitenverschlüsse ein seitliches Abklappen des Türflügels eintreten würde.

Es war deshalb erforderlich, eine zwangläufige Abhängigkeit der drei Verschlußelemente in der Weise herzustellen, daß zuerst unbedingt die Seitenverschlüsse betätigt werden müssen, ehe die mittlere Schubriegelstange überhaupt betätigt werden kann und daß anderseits, sobald die mittlere Schubriegelstange geschlossen und plombiert ist, die beiden seitlichen Verschlüsse nicht mehr geöffnet werden können. Diese Verschlußsicherung wird in folgender Weise erreicht: Beim Verschließen der Daumenwelle *d*, Abb. 143 pressen die Daumen *n*, von denen auf jeder Welle, 3 Stück sitzen, die Türen an ihren Seitenenden fest gegen die Dichtung. Der Drehhebel *e* der Daumenwelle wird in der Verschlußstellung durch einen Überwurfhaken festgehalten, damit der Arbeiter den Verschluß der zweiten Daumenwelle bestätigen kann, ohne daß die erste sich wieder öffnet. Bei der Drehung der Daumenwellen schieben die Hebel *f* und *g*, die horizontalen Riegelstangen *h* vorwärts, die an ihren Enden die viereckigen Öffnungen *l* tragen, die sich in der Verschlußstellung überdecken, sodaß die vertikale Schubriegelstangen *m* durch die beiden Öffnungen hindurchtreten kann und hierdurch die beiden horizontalen Schubriegel in der Endstellung festhält, wodurch gleichzeitig eine Verriegelung der Daumenwellen *d* in ihrer Verschlußstellung erfolgt.

Eine Betätigung des mittleren Verschlusses ist also nur möglich, nachdem die beiden Daumenwellen geschlossen sind, weil nur in dieser Stellung auch die mittlere senkrechte Schubriegelstange geschlossen werden kann; anderenfalls würde die mittlere Schubriegelstange auf die wagrechten Schubriegel *h* stoßen und nicht in ihren unteren und oberen Verschlußhalter eingreifen können. Hierdurch wird bei leichtester Betätigung ohne Kraftaufwand der Vorteil gewonnen, daß eine falsche Handhabung des Verschlußmechanismus ausgeschlossen wird.

Als Dichtung ist in beiden Ausführungen ein doppelter Streifen aus geruchfreiem Triolin von ganz besonderer Härte gewählt worden, in der es sich im Eisenbahnbetrieb bei den Kunze-Knorr-Bremsventilen als Ersatz von Gummi oder Leder mit bestem Erfolg bewährt hat. Die Befestigung der Streifen ist überdies so angeordnet worden, daß bei einer gewaltsamen Beschädigung leicht ein Auswechseln der Dichtungsstreifen erfolgen kann.

Der Anstrich der Wagen ist außen weiß mit schwarzen Aufschriften gehalten; die Seefischwagen (Abb. 144)



Abb. 144. Kühlwagen der Waggonfabrik Wismar.

erhalten zudem mit leuchtendem Rot in großen Buchstaben die Aufschrift »Seefische«, um dem Betriebspersonal diese wertvollen Wagen, die natürlich einen viel höheren Anschaffungspreis erforderten als die gewöhnlichen weiß angestrichenen N-Wagen, besonders kenntlich zu machen, damit für den beschleunigten Wagenumlauf möglichst Sorge getragen wird. Der Innenanstrich erfolgt mit grauer, gift- und geruchfreier, sodabeständiger Lackfarbe, deren Geeignetheit zuvor in der Chemischen Versuchsanstalt des Eisenbahn-Zentralamts nachgewiesen sein muß. Diese Bedingungen sind von einer Reihe unserer namhaftesten Lackfabriken in einwandfreier Weise erfüllt worden. Bei dieser ganzen sorgfältigen Konstruktion der neuen deutschen Kühlwagen, insbesondere bei ihrer exakten thermischen Durchbildung, steht zu erwarten, daß die neuen Kühlwagen mit geringerem Eisverbrauch eine entsprechend größere Ladung Fische befördern können und hierdurch sparsamer und wirtschaftlicher arbeiten werden, als das bis jetzt der Fall war.

Um hierüber einwandfreie Beobachtungen anstellen zu können, wurden einige Wagen mit selbstregistrierenden Thermometern (Thermographen) und selbstregistrierenden Hygrometern (Hygrographen) ausgestattet, mit denen in einwandfreier Weise die Wärme- und Feuchtigkeitsverhältnisse auf der ganzen Reise des Wagens verfolgt werden können und aus denen man den Gesamteisverbrauch für die verschiedenen Entfernungen und Jahreszeiten genau wird ermitteln können.

Gleichzeitig werden hieraus wichtige Folgerungen für die weitere konstruktive Durchbildung künftig zu bauender Kühlwagen gewonnen werden können. Der zukünftige deutsche Einheitskühlwagen soll ebenso wie der amerikanische Kühlwagen für die allgemeinste Verwendung aller leichtverderblichen Lebensmittel geeignet sein und in seinem gesamten Aufbau typisiert werden. Lediglich seine innere Ausstattung wird je nach dem beabsichtigten Verwendungszweck verschiedenartig ausgestaltet werden.

Die Seefischwagen werden deshalb von vornherein hierauf eingerichtet werden, da ein Kühlwagen, der einmal für Seefische benutzt worden ist, nicht mehr für die Verfrachtung von Milch und Butter oder Margarine, die sehr leicht den Fischgeruch annehmen würden, in Frage kommen. Die Seefischwagen werden sowohl für den Versand der Fische in Körben wie in loser Schüttung eingerichtet sein. Für letzteren Zweck erhalten sie Einrichtungen, um durch Brettereinschaltungen den Laderaum in eine Anzahl Abteile zerlegen zu können.

Wenn auch, wie gesagt, sich ein abschließendes Bild der Eigenschaften der neuen Wagen im praktischen Gebrauch bei der kurzen Zeit, in der die Wagen laufen, noch nicht gewinnen läßt, so hat sich doch gezeigt, daß der Eisverbrauch bei Verfrachtung von Fischen recht erheblich geringer ist. Es verhält sich nach den vorläufigen Erfahrungen der Eisverbrauch der neuen Wagen zu dem der alten Wärmeschutzwagen zu dem der gedeckten Güterwagen wie 3 : 5 : 7.

Bei den hohen Eispreisen und den teuren Frachtsätzen ist eine Ersparnis von 2 bzw. 4 t Eis auf 10 t Fisch recht erheblich.

Die besten Kühlwagen können allerdings nichts nutzen, wenn die leicht verderblichen Lebensmittel schon in zweifelhafter Güte verfrachtet werden. Die Kühlwagen können die Ware wohl konservieren, aber nicht regenerieren. Es ist deshalb unbedingt erforderlich, daß man der Behandlung der Lebensmittel, insbesondere der Fische und der Milch, vor der Verfrachtung viel höhere Aufmerksamkeit widmet, als das bisher der Fall war Auch in dieser Beziehung sind die Amerikaner vorbildlich. Man hat dort vor dem Bau der neuen Kühlwagen die Gewinnung und Behandlung der leicht verderblichen Lebensmittel vor der Verfrachtung sehr eingehend studiert und den größten Wert darauf gelegt, die Lebensmittel in frischer tadelloser Ware in die Wagen zu bringen, so daß es vermöge ihrer neuen Einheitskühlwagen und durch ein sorgsam ausgestaltetes Beeisungsverfahren auf bestimmten Zwischenstationen dann möglich geworden ist, auf sehr große Entfernungen die empfindlichsten Güter, wie Pfirsiche, Aprikosen, Apfelsinen, Bananen und geschlachtetes Geflügel, trotz der großen Temperaturdifferenzen von den Südstaaten der Vereinigten Staaten nach New York und anderen Großstädten der Nordstaaten zu bringen.

In dieser Hinsicht bleibt bei uns noch vieles sowohl beim Milch- wie beim Fischversand zu verbessern. Die Milch muß in sauber gereinigten Gefäßen und gut vorgekühlt auf kürzestem und schnellstem Wege, ohne unterwegs größerer Erwärmung ausgesetzt zu werden, in die Kühlwagen kommen.

Ebensowenig darf es in einem modern angelegten Fischereihafen nicht vorkommen, daß die Fische den ganzen Vormittag ohne Eis in einer nicht gekühlten

Auktionshalle liegen, dann zum Teil auf offenen Fuhrwerken ungeschützt gegen Sonnenstrahlen kürzere oder längere Strecken zu den Sortier- und Verpackungsräumen gefahren und dann erst zur Verfrachtung zum Bahnhof zurückgebracht werden.

In einem nach modernen technischen Grundsätzen ausgestatteten Fischereihafen muß die Eisfabrik, die jetzt zum Teil von den Auktions- und Verfrachtungsstellen weit entfernt liegt, in den Mittelpunkt der gesamten Anlage gerückt werden. Die Fische müssen von den Eisbehältern der Fischdampfer auf kürzestem und schnellstem Wege in die gekühlten Räume der Auktionshalle, von dieser ebenso in unmittelbar daneben gelegene Sortier- und Verpackungsräume gebracht werden. An diese Anlagen müssen sich gedeckte Güterabfertigungshallen anschließen, so daß der Seefisch auf seinem Wege vom Fischdampfer zum Kühlwagen überhaupt keiner höheren Temperatur und keiner Sonnenbestrahlung ausgesetzt wird.

Die Eismaschinenanlage muß gleichzeitig durch ein geeignetes Kühlleitungssystem zur Vorkühlung der Wagen benutzt werden können, wodurch dann ev. der Eisbehälter der Wagen entfallen und hierdurch ein entsprechend größerer Frachtraum gewonnen werden könnte. Bei dem jetzt im Gange befindlichen weiteren Ausbau der neuen Fischereihäfen in Geestemünde, Altona und Cuxhaven sollte man von vornherein die Anlagen nach solchen modernen wärmetechnischen Grundsätzen entwerfen.

Die ganze Verbesserung der Verfrachtungsmöglichkeiten unserer leichtverderblichen Lebensmittel ist eine Organisationsfrage, die nur in enger Zusammenarbeit aller beteiligten Faktoren, von den Verkehrsinteressenten und den Transportunternehmungen, Schiffahrt und Eisenbahn, zufriedenstellend gelöst werden kann. Die Deutsche Reichsbahn hat durch den Bau und die Indienststellung der neuen modernen Kühlwagen bereits den besten Willen zu einer intensiven Mitarbeit in diesem Sinne gezeigt.

Wie hoch auch die maßgebenden Fachkreise die Bedeutung der neuen deutschen Kühlwagen einschätzen, geht am besten daraus hervor, daß der auf der »ersten deutschen Fischereimesse« in Geestemünde vom 23. bis 30. Juni d. J. ausgestellte neue Kühlwagen für Seefische, Bauart Wismar, sowie auch der auf der »Miama« Magdeburg aufgestellte Kühlwagen, Bauart Ürdingen, mit der Goldenen Medaille ausgezeichnet worden sind.

Amerikanische Kühlwagen.

Von Dr.-Ing. Martin Krause.

In der Zeitschrift Refrigerating Engineering vom August 1922 veröffentlicht W. H. Winterrowd die Ergebnisse einer Umfrage, die er bei den verschiedenen Eisenbahngesellschaften gehalten, und deren Erlebnisse er der American Society of Refrigerating Engineers vorgetragen hat. Wenn die Arbeit auch im wesentlichen berichtet und nicht kritisch sichtet, so erscheint es doch immerhin wertvoll, einen Überblick über das Vorhandene zu gewinnen. Aus diesem Grunde sei das Wesentliche des Aufsatzes hier wiedergegeben.

Nach Angabe des Railway Equipment Register gab es im März 1922 153000 Kühlwagen in den Vereinigten Staaten, das sind 6 vH aller Güterwagen überhaupt und etwa 13 vH aller geschlossenen Güterwagen. Diese Zahlen geben ein Bild von der überaus großen Bedeutung, den die Kühlverfrachtung in diesem Lande hat.

Alle Wagen werden mit Eis eventuell mit Salzzusatz gekühlt. Das Problem der durch Maschinen gekühlten Wagen hat in Amerika eine befriedigende Lösung nicht gefunden.

Im allgemeinen erfolgt die Kühlung durch an den Stirnwänden angebrachte Eisbehälter, die einen Luftumlauf durch den Wagen veranlassen; und zwar sind stets zwei Behälter — an jeder Stirnwand einer — vorgesehen. Der Luftumlauf wird beschleunigt und in seiner Wirkung unterstützt durch isolierte Wände (bulkheads), die in kleinem Abstande vor den Eisbehältern aufgestellt sind. Die warme Luft tritt oben durch eine Öffnung ein, strömt am Eisbehälter entlang und gelangt durch eine untere Öffnung wieder in das Wageninnere. (Diese Anordnung ist übrigens in Deutschland schon vielfach bei ortsfesten Anlagen mit Maschinenkühlung angewandt worden.) Abb. 145 zeigt sehr deut-

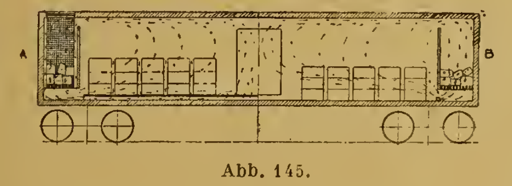


Abb. 145.

lich die Wirkung dieser Schirmwand bei A, während rechts bei B die Wand fehlt. Links ist auch noch am Boden ein Lattenrost vorgesehen, auf den die Kästen mit dem Kühlgut gestapelt werden und der als Luftkanal dient[1]). Durch diese Schirmwand wird eine gleichmäßige Temperatur im ganzen Wagen erzielt und verhindert, daß das Gut in der Nähe des Eisbehälters einfriert (bei Salzzusatz), während in der Mitte die Temperatur zu hoch bleibt. Man erkennt besonders, wie schädlich der Querbalken auf Seite B ist, der verhindern soll, daß Kühlgut unter den Eisbehälter und das Tauwasser in den Wagen gelangt. Der Luftstrom wird durch diesen Balken sehr ungünstig beeinflußt, weil er nach oben abgelenkt wird. Natürlich müssen die Kisten und dergleichen so gestellt werden, daß die Luft sie von allen Seiten umspülen kann, sonst ist eine rasche Abführung der Wärme unmöglich. Die Größe der Eisbehälter hängt in erster Linie von dem Wärmeschutz des Wagens ab und auch von der Art des Kühlgutes. Die Wände des Eisbehälters

[1]) Vgl. den Aufsatz: Die Entwicklung des Einheitskühlwagens der Vereinigten Staaten im Dezemberheft 1920 dieser Zeitschrift.

bei *A* werden aus starkem Drahtnetz gebildet, der Boden von einem kräftigen Holzrost. Das Ganze ist an der Decke aufgehängt. Der Behälter ist so angeordnet, daß rings herum eine Luftschicht bleibt, so daß die Luft ohne große Widerstände herabsinken kann und doch mit einer sehr großen Eisfläche in Berührung kommt. Auch der Eiskasten bei *B* hat am Boden einen Lattenrost, an den Seiten wird er von den Wagenwänden begrenzt, vorn von einer festen Wand. Hier muß alle Luft durch die Eismasse und den Lattenrost hindurchgehen, findet also einen viel größeren Widerstand. Diese Anordnung ist natürlich sehr einfach und gestattet die Umwandlung des Wagens in einen gewöhnlichen Güterwagen mit voller Raumausnutzung, wenn man es so einrichtet, daß die Stirnwand und Bodenrost nach oben geklappt werden können. Erstere wird an der Decke, letztere an der Stirnwand des Wagens festgehalten. Man hat dann auch den Raum des Eisbehälters für Ladegut frei. Das ist von Bedeutung, wenn der Wagen sein Kühlgut an der Verbrauchsstelle abgegeben hat. Für die Rückfahrt wird im allgemeinen kein Kühlgut zur Verfügung stehen, so daß der Eiskasten leer ist, und sein Raum bei umklappbaren Wänden ausgenutzt werden kann. Dieser unleugbare Vorteil wird aber durch verminderte Wirksamkeit als Kühlwagen — also doch wohl zu teuer — erkauft.

Falls das Gut nicht bereits vorgekühlt in den Wagen kommt, so ist es wesentlich, daß es im Wagen so rasch als möglich heruntergekühlt wird, wenn es in gutem Zustande an seinem Bestimmungsort ankommen soll. Dies kann erreicht werden durch Vorkühlung des leeren Wagens, durch eine Anordnung, die lebhaften Lnftumlauf gestattet, durch Verwendung von Salzzusatz bei der ersten Füllung, wenn auch später mit reinem Salz weiter gekühlt werden soll. Wenn es sich aber um sehr große Gütermengen handelt, dann werden die gefüllten Wagen durch Kältemaschinen vorgekühlt. Das geschieht in der Weise, daß der Wagen an einen Luftkühler angeschlossen und kalte Luft durch den Wagen geblasen wird. Durch diese Vorkühlung wird nicht unerheblich an Eis gespart. Wird gefrorenes Gut verfrachtet, dann hat das Einfüllen von reinem Eis natürlich keinen Sinn, da es dem Kühlgut nur Kälte entzieht, es sei denn, daß das Eis selbst sehr stark unterkühlt wird. Es hat auch wenig Zweck, dem Eis Salz zuzufügen. Der beste Schutz ist hier eine sehr gute Isolierung, da das Gut selbst in sich so viel Kälte gespeichert hat, um kleinere Wärmemengen ohne Schaden aufzunehmen.

Der Verfasser betont die ganz besonders große Bedeutung eines guten Wärmeschutzes, denn je besser die Isolierung ist, um so weniger Eis braucht mitgeführt zu werden, um so gleichmäßiger ist die Temperatur, um so wirksamer ist die Kühleinrichtung. Tatsächlich muß das Wärmeschutzmittel nicht übermäßig teuer, leicht, dauerhaft und für Feuchtigkeit undurchlässig sein. Daß die Notwendigkeit einer sehr guten Isolierung noch keineswegs überall erkannt worden ist, beweist die Tatsache, daß auch in Amerika bis in die neueste Zeit hinein unzureichend geschützte Wagen gebaut worden sind, die natürlich teuer und schlecht im Betriebe sind.

Von einem guten Kühlwagen ist zu verlangen: guter Luftumlauf, guter Wärmeschutz, ausreichend tiefe und gleichmäßige Temperatur, trockene Luft, ausreichende Größe, um vernünftig einladen zu können, und eine gute Wagenkonstruktion im allgemeinen, damit die Unterhaltungskosten gering und die Lebensdauer des Wagens groß wird.

Um einen Überblick über die bestehenden Typen zu erlangen, hat Winterrowd eine Umfrage bei allen Eisenbahn- und Kühlwagenbesitzern gehalten. Aus der Fülle des zugegangenen Materials werden die neueren Typs dargestellt.

Man kann die Kühlwagen in zwei Gruppen einteilen: 1. in solche mit geschlossenen Behältern, in denen das Schmelzwasser der Salz-Eismischung verbleibt[1]), die im allgemeinen zur Verfrachtung von Fleisch dienen; 2. in solche mit Eiskasten, in denen das Schmelzwasser abläuft und die zur Verfrachtung von Eiern, Butter, Früchten und ähnlichem dienen. Indessen hat Dr. Pennington nachgewiesen, daß der Standard-Wagen mit Eisbehälter aus Drahtgeflecht für die Verfrachtung von Fleisch vorzüglich geeignet ist, namentlich wenn man grobkörniges Salz oben auf das Eis aufstreut, und die konzentrierte Salzlösung gezwungen ist, durch die ganze Eisschicht hindurchzusickern. Das Zurückhalten der Sole bietet hiernach also praktisch keinen Vorteil. Es ist aber zu beachten, daß das heraustropfende Salzwasser, wenn es auf Eisenteile des Wagens oder der Brücke trifft, Anfressungen hervorruft. Dieser Nachteil ist so bedeutend, daß die American Railway Association den Verkehr von Wagen, die eine Eis-Salzmischung führen, seit dem 1. Juli 1922 nur dann zuläßt, wenn dafür Sorge getragen ist, daß zwischen den Beeisungsstellen kein Salzwasser abläuft.

Winterrowd gibt eine Aufstellung von 27 Wagentyps, von denen 16 mit Eiskästen für Ablauf versehen und von diesen elf mit Behältern aus Drahtgeflecht, und zwar sind dies die neuesten Wagen. Die andern

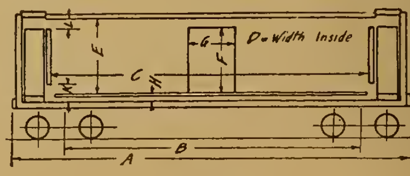


Abb. 146.

neun Wagenarten haben feste Behälter mit vollem Boden. Die Wagen mit zusammenlegbaren Eisbehältern verschwinden immer mehr wegen ihrer geringeren Wirksamkeit. Von der Wiedergabe der Aufstellung wird abgesehen. Das Maß *A* der Abb. 146 beträgt 34′ bis 48′ 8¾″, meistens etwa 40′. Maß *B* 24′ bis 34′

[1]) Vergl. »Die neuen Kühlanlagen der Kanadischen Pacific-Bahn« diese Zeitschrift 1921, S. 87.

meistens 30'; Maß *C* 29' 10¾" bis 38' 4¾", meistens etwa 33'; Maß *D* = lichte Breite meistens etwa 8' 3"; Maß *E* meistens etwa 7' 3"; Maß *F* = Türhöhe 5' 10" bis 7'; Maß *G* = Türbreite 4' bis 6', meistens 4'; Maß *H* = Höhe Oberkante Lattenrost über dem Fußboden meistens 4¾"; Maß *K* = untere Luftöffnung der Schirmwand 7" bis 2' 7", meistens 12"; Maß *L* = obere Luftöffnung der Schirmwand 3¼" bis 21", im Mittel etwa 12".

Die meisten Wagen sind mit festen Schirmwänden versehen; zum Teil sind diese mit Angeln an den Wänden oder der Decke befestigt und können aufgeklappt werden. Bei einzelnen Wagen sind die Schirmwände jalousieartig ausgebildet, in der Absicht, die Luft in den Eisbehälter nach unten zu leiten.

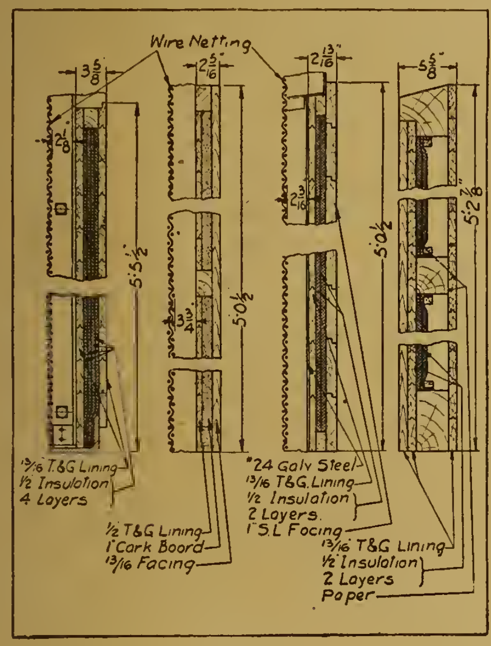


Abb. 147.
T. & G. Lining = Verschalung mit Feder und Nut
Layers = Lagen — Cork Board = Korkplatte.

In Abb. 147 sind mehrere Schnitte durch verschiedene Schirmwände gezeigt. Meist werden zwei Lagen Haarfilz, je ½" stark, zwischen zwei Verschalungen aus $\frac{3}{16}$" Holz mit Feder und Nut angeordnet, bei einem ganz neuen Wagen 1" Kork. Manche Wagen haben mehrere Holzlagen mit Isolierpapier-Zwischenlagen, gelegentlich sind Luftschichten vorgesehen, in einem Fall als Verstärkung der Isolierung durch 2 × ½" Filz.

Die Öffnungen oben und unten an der Schirmwand sind sehr verschieden. Die Wagen mit den großen Öffnungen dienen meist zur Verfrachtung von Fleisch. Da die untere Luftöffnung im Mittel 12" hoch ist, der Lattenrost aber nur 4¾", so kann die Luft sowohl über den Rost dahinstreichen als auch unter ihn treten. Es ist Winterrowd nicht gelungen, eine Beziehung zwischen der Größe der Luftöffnungen und der Luftgeschwindigkeit zu finden. Die Meinungen gingen auseinander. Im allgemeinen hält man es für richtig, wenn Maß *K* 2 bis 7" größer ist als *H*. Wichtig ist der Abstand der beiden Schirmwände voneinander. Die neuesten Wagen haben einen solchen von 33' oder ein wenig mehr. Bei Feststellung des genauen Maßes sind die Abmessungen der üblichen Eierkisten bestimmend.

Die Lebensdauer der Kühlwagen wird meist auf 6 bis 8 Jahre (!) geschätzt. Indessen wurde 1919 von der mechanischen Abteilung der American Railway Association berichtet, daß die Lebensdauer eines hölzernen Kühlwagens der Eisenbahngesellschaft, abgesehen von der Verschalung, 17,1 Jahre beträgt und eines solchen Privatwagens 21,9 Jahre. Über die Lebensdauer von Kühlwagen mit eisernem Gerippe hat man noch keine Erfahrungen, da diese Bauart noch neu ist. Doch ist kaum anzunehmen, daß ihre Lebensdauer geringer ist. Bei den hölzernen Wagen sind die Unterhaltungskosten sehr hoch. Es muß darauf geachtet werden, daß Holz und Isolierung trocken bleiben, daß die Isolierung nicht bricht oder sackt, weil sonst der Wärmeschutz aufhört. (Da das hölzerne Gestell stark »arbeitet«, treten Undichtigkeiten leicht auf.) Abb. 148 bis 153 zeigen verschiedene Bauarten. Die Wagen nach Abb. 153 sind wenig wirksam, während Abb. 148 bis 151 neuere Bauweisen darstellen. (Im Originalaufsatz sind noch weitere Bauarten abgebildet.)

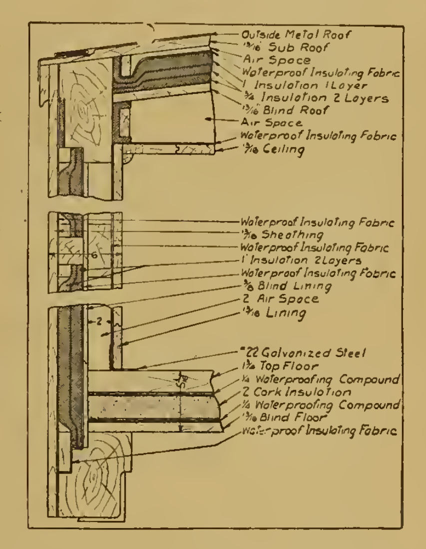


Abb. 148.
Outside Metal Roof = äußerer Blechbelag,
Air Space = Luftraum,
Waterproof Insulating Fabrik = wasserdichtes Isolierpapier,
Blind Roof = Zwischendecke,
Ceiling = Decke,
Top Floor = oberer Fußboden,
Galvanized Steel = verzinktes Eisen.

Die Isolierung des Bodens soll guten Wärmeschutz bieten und muß deshalb vor allem trocken gehalten werden. Aus diesem Grunde verwendet man in neuerer Zeit für den Boden nicht mehr Filz o. dgl., sondern Kork und imprägniert diesen oder schützt ihn durch wasserdichte Zwischenlagen In Abb. 153 sind Luftschichten vorgesehen, deren Wert von Winterrowd angezweifelt wird. (Die Wertlosigkeit ist wohl unzweifelhaft.)

Auch Kork hat sich nicht immer bewährt, da er mit der Zeit bröckelig wird. Winterrowd hat sich kein Bild über die Ursache dieser Erscheinung machen können. Aber es liegt nahe, die Ursache in der Bewegung dem »Arbeiten«, des hölzernen Rahmens zu suchen, das notwendigerweise zu einer Zerstörung des Korkes führen muß.

Es macht erhebliche Schwierigkeiten, zu verhindern, daß Feuchtigkeit an der Verbindungsstelle der Wände mit dem Boden hinter die Holzverschalung der Wand in die Isolierung eintritt. Bei den Konstruktionen der

Abb. 150 bis 152 ist daher dieser Stelle besondere Aufmerksamkeit geschenkt worden. W. F. Kiesel ist hier so weit gegangen, daß er den Wagen aus zwei ineinander gesetzten Eisenkasten herstellt, deren Zwischenraum mit Wärmeschutzmasse gefüllt ist, und bei dem die Bodenplatten des inneren Kastens miteinander verschweißt sind, so daß sie ein geschlossenes, dichtes Ganzes bilden. Der Wagen ist in der Zeitschrift Railway Review, Februar 1917, beschrieben.

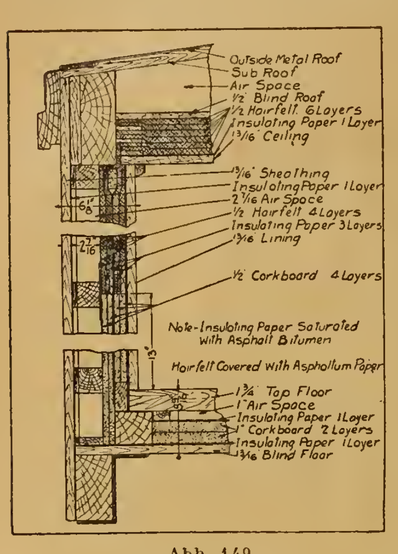


Abb. 149.
Hairfelt = Haarfilz.

Von der Verwendung von Luftschichten als Wärmeschutz kommt man immer mehr ab und legt großen Wert darauf, daß die Isolierung an keiner Stelle unterbrochen wird. Der Hauptvorteil liegt darin, daß sich an keiner Stelle Spalten bilden können, durch die Luft eindringen kann, was bei Unterbrechung der Isolierung schwer zu vermeiden ist. Die Isolierung ist selten schwächer als 2″ bei neueren Wagen (was wenig genug ist). Gewöhnlich werden vier Lagen Filz ½″ angeordnet. Die Isolierung ist meist, wie auch bei dem Standardwagen, nach außen verlegt und eine etwaige Luftschicht nach innen. Nur bei Wagen Abb. 149 ist es umgekehrt. Für diese Anordnung wird geltend gemacht, daß bei gewaltsamen Einflüssen von außen, die Verschalung zu Bruch gehen kann, ohne daß die Isolierung gefährdet wird. Die innere Luftschicht, die beim Standardwagen die Isolierung gegen das Eintreiben von Nägeln schützen soll, wird für überflüssig gehalten, weil bei vernünftigem Verladen ein solches Einschlagen überflüssig ist. Das erscheint fraglos. Immerhin scheint die Unsitte in den Vereinigten Staaten sehr eingebürgert zu sein, denn eine große Anzahl von Eisenbahngesellschaften versucht durch Belehrung — anscheinend ohne Erfolg — gegen sie anzukämpfen. In Abb. 149 und 150 ist in dem unteren Teil der Wand der Filz durch Kork ersetzt, offenbar um zu verhindern, daß bei Eindringen von Feuchtigkeit diese durch Kapillarwirkung nach oben gezogen wird. Die Konstruktion desuntersten Teiles der Wand in Abb. 151 u. 152 dient offenbar dem gleichen Zweck. In Abb. 152 ist um die unteren Kanten der Filzschichten wasserdichtes Polierpapier gebogen. Das untere Längsholz ist gegen die äußere Filzschicht durch eine wasserdichte Masse abgedichtet (ein doch etwas primitives Verfahren).

Die Isolierung der Decke ist bei neueren Wagen stärker als diejenige der Wände, im allgemeinen 2 bis 2½″; aber der Wagen Abb. 149 hat 3″ Filz. Die äußerste Verkleidung des Daches ist sehr vielfach aus Blech hergestellt. Man rühmt ihr nach, daß sie bei geringem Gewicht einen besonders guten Schutz der unter ihr liegenden Isolierung gegen Eindringen der Feuchtigkeit von außen gewährt. Daß die Metalldeckung den Wärmeschutz ungünstig beeinfluße, wird bestritten; es ist auch nicht anzunehmen. (Gegen die Metallabdeckung spricht der Umstand, daß bei einer Verletzung der Blechhaut der Wind unter diese gelangt und bei Sturm durch den entstehenden auf die ganze Fläche wirkenden Druck die Blechhaut abgehoben werden kann. Erfahrungeu dieser Art liegen vor).

Winterrowd weist auf die Bedeutung des dichten Verschlusses der Türöffnungen, des Eiseinwurfes, sowie auf die Sorgfalt die die Eisenbahngesellschaften diesem Punkte widmen. Leider wird keine Bauart im Bilde gezeigt. Allgemein wird Wert darauf gelegt, daß der Anstrich des Wagens in Ordnung ist. Meist wird als Anstrichfarbe weiß oder gelb gewählt, doch bestehen über den Einfluß der Farbe auf den Wärmeschutz nur Meinungen aber keine Erfahrungen.

Winterrowd bespricht dann die bekanntesten Eigenschaften, die ein gutes Isoliermaterial haben soll, bringt eine Zusammenstellung der Werte für die Leit-

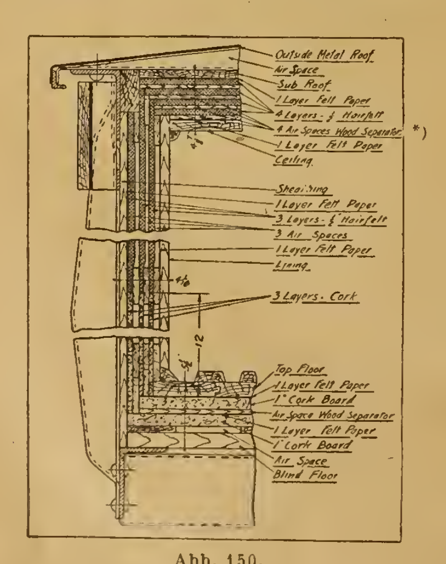


Abb. 150.

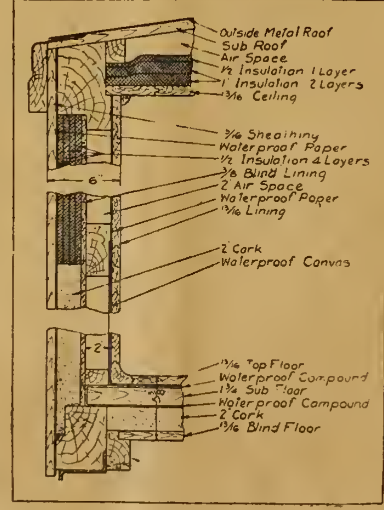


Abb. 151.

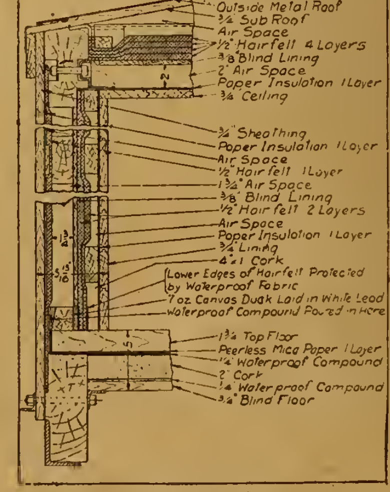


Abb. 152.

*) Air Spaces-Wood Separators = hölzerner Luftzwischenraum-Halter.

fähigkeit verschiedener Stoffe nach der Arbeit von van Dusen[1]) und geht dann auf die bekannte Pécletsche Formel für $\varkappa$ ein. Hier ist nur von Interesse, daß $\varkappa$ zwischen Wand und innerem Luftraum zu 2 BTU/sq. ft., h also zu rund 10 kcal/m², h angenommen wird. (Bei der Anwendung der Pécletschen Formel wird für Luftschichten mit ruhender Luft ohne Beachtung des Wärmeüberganges durch Strahlung gerechnet. Man kommt so zu einer erheblichen Überschätzung des Einflusses der Luftschicht auf die Wärmeübergangszahl, die nur deshalb keinen Schaden anrichtet, weil man der Rechnung nicht traut). Die Wärmedurchgangszahl wird für zwei Bauarten, nämlich Abb. 148 u. 153, angegeben:

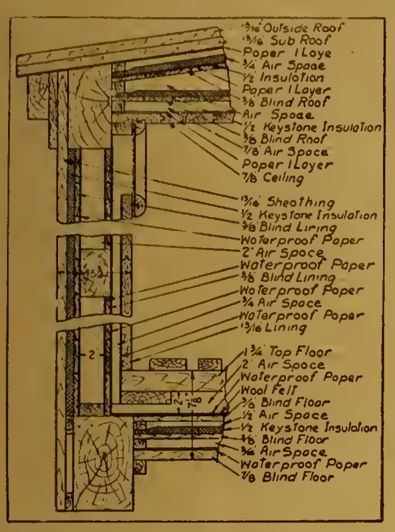


Abb. 153.

	einschließlich Luftschicht		ohne Berücksichtigung der Luftschicht	
	Abb. 148	Abb. 153	Abb. 148	Abb. 153
Decke . . .	0,345	0,47	0,395	0,63 $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2, {}^0\text{C}, \text{h}}$
Wände . .	0,42	0,568	0,462	0,765 »
Boden . . .	0,50	0,515	0,50	0,652 »

Mit Recht betont Winterrowd die Notwendigkeit bester Werkstattarbeit, sorgfältigster Behandlung des Isoliermaterials beim Zusammenbau. In neuerer Zeit wird das Holz der Verschalungen mit fäulniswidrigen Stoffen getränkt. Es kann noch nicht gesagt werden, um wieviel Jahre sich die Lebensdauer der Wagen durch diese Vorbehandlung des Holzes erhöht. Aber die günstige Wirkung wird allgemein anerkannt, und man erhofft eine Verdoppelung der Lebensdauer. Das Holz wird einige Stunden lang in heißes Kreosotöl getaucht, nachher wird es getrocknet. Einen störenden Geruch soll es dabei nicht annehmen.

Es gibt auch bereits Kühlwagen die aus Balsaholz[2]) hergestellt sind. Zur Verwendung bei der tragenden Konstruktion des Wagens genügt die Festigkeit nicht; Einzelheiten über die Anordnung des Balsa kann Winterrowd nicht angeben.

Einige wenige Wagen haben die Eisbehälter nicht an den Stirnwänden, sondern an der Decke in der Mitte des Wagens. Gegen diese Anordnung wird der Einwand erhoben, daß in der Wagenmitte oben zu viel Platz weggenommen wird, der Schwerpunkt zu hoch rückt und daß man unter den Behältern schlecht die Haken zum Aufhängen des Fleisches anbringen kann.

[1]) Vgl. diese Zeitschrift 1922, Heft 5, S. 56.

[2]) Vgl. Heft 2, Seite 20, Jahrg. 1921 dieser Zeitschrift, sowie Heft 5, 1922, S. 86.

Bei einem andern System, dem sog. ABC-System, werden die Eisbehälter an der Decke an den Enden des Wagens angebracht. Die Behälter reichen 9″ unter die Decke herab sind allseitig stark isoliert und sind miteinander durch nicht isolierte Röhren, 2 bis 3″ unter der Decke, verbunden. Sie sind durch Längswände in je zwei Abteilungen geteilt. In der einen Abteilung sind Rückschlagventile angebracht, die nach links, in der andern solche, die nach rechts öffnen. Die Behälter werden mit Eis und Salz gefüllt und die Sole soll durch die Schwingungen des Wagens in Umlauf gehalten werden. Abb. 154 zeigt das Innere eines solchen Wagens. Diese Bauart ist noch nicht lange in Betrieb. Als Vorteile werden angegeben: Vermehrter Laderaum, geringerer Eisverbrauch, gleichmäßige Temperatur und leichte Umwandlung in einen beheizten Wagen. Winterrowd ist nicht sich klar darüber, wie der Soleumlauf bei stillstehendem Wagen vor sich geht und ob es möglich ist, mit dieser Einrichtung eine rasche Durchkühlung des noch stehenden gefüllten Wagen (precooling) zu erzielen. In Abb. 154


Abb. 154.

ist der Lattenrost hochgeklappt und gegen die Seitenwände gelehnt, so daß die Rohrleitungen am Boden sichtbar werden. Sie werden bei Beheizung des Wagens gebraucht. Unter den Kühlrohren an der Decke sind Tropfrinnen angebracht.

Zum Schluß seiner Arbeit spricht Winterrowd über das Vorkühlen (precooling), das in jeder Beziehung sehr günstige Ergebnisse gezeitigt hat. Es gibt zwei Verfahren. Das erste, »shippers precooling«, besteht darin, daß das Ladegut in einem Kühlraum gut durchgekühlt und in den bereits mit Eis versehenen — also auch durchgekühlten — Wagen rasch eingeladen wird. Bei dem zweiten Verfahren »carriers precooling« wird das warme Gut eingeladen, und durch den gefüllten Wagen wird kalte Luft aus einem mit Maschinen gekühlten Luftkühler der Länge nach hindurchgeblasen.

Die Luft wird mit einer Temperatur von —11 bis —7° C während 30 min in der einen Richtung durchgeblasen, dann werden die Anschlüsse gewechselt, und die Luft strömt in entgegengesetzter Richtung hindurch; nach weiteren 30 min wird wieder umgewechselt usf. In 4 h ist die Vorkühlung beendet. Auf diese Weise kann man in 4 h einen mit Citrusfrüchten beladenen Wagen von 30° C auf 8° C abkühlen. Nach erfolgter Abkühlung werden die Wagen mit Eis beschickt. Wenn gefrorenes Gut in einen vorgekühlten Wagen eingeladen wird, dann kann die eingestrahlte Wärme ganz oder zum großen Teil durch das Gut selbst aufgenommen werden. Für kleine Gütermengen sind die Anlagekosten für eine maschinelle Vorkühlung der Wagen zu hoch. Für große Gütermengen ist die mechanische Vorkühlung sehr vorteilhaft in jeder Beziehung, da Arbeit und Eis gespart werden. Die Verfrachter tun sich daher vielfach zusammen, um solche Vorkühlanlagen zu errichten.

Dem Aufsatz ist eine »geschriebene Diskussion« angefügt, in der sich führende Fachleute äußern. George A. Nicol betont die unbedingte Notwendigkeit bester Isolierung. Die Isolierung soll nirgends unterbrochen werden, Luftschichten werden als unwirksam abgelehnt. Der Eisbehälter aus Drahtgeflecht wird für den vorteilhaftesten gehalten. Nicol weist auf die Notwendigkeit hin, die eindringende Wärmemenge zu berechnen, genau so wie die Festigkeit nachgerechnet wird. Der Boden sollte nicht schwächer isoliert werden als die übrigen Flächen.

A. J. Wood rechnet vor, daß eine bessere Isolierung (2″ Filz statt 1″) sich bereits in 800 Tagen durch die Ersparnis an Eis bezahlt macht unter Berücksichtigung des höheren Kohlenverbrauchs infolge des höheren Eigengewichtes infolge der stärkeren Isolierung. Auf diese Weise kann man die wirtschaftlich günstigste Isolierungsstärke berechnen (bei stabilen wirtschaftlichen Verhältnissen). Zu dieser Bemerkung von Wood ist aber doch noch hinzuzufügen, daß bei stärkerer Isolierung eine tiefere und auch eine gleichmäßigere Temperatur erzielt werden kann als bei schwächerer.

Wood tritt für Anordnung von Luftzwischenräumen ein und glaubt, daß sie bei sorgfältiger Ausführung für längere Zeit dicht gehalten werden können. Die Frage bedarf seiner Meinung nach der Aufklärung. Wood rechnet wesentliche Verbesserung durch Anordnung mehrerer Luftschichten heraus. Es erscheint aber fraglich ob seine Rechnung richtig ist und ob die Wärmeübertragung durch Strahlung berücksichtigt ist.

Die Notwendigkeit einer guten, durchgehenden Isolierung wurde auch von M. E. Pennington betont und an Versuchsergebnissen zahlenmäßig nachgewiesen. Frl. Pennington weist auf die Erfahrungen bezüglich der Länge der Wagen, die Höhe der Lattenroste hin, die bei den Standardwagen gemacht worden sind. Luftzwischenräume hält sie für kein geeignetes Wärmeschutzmittel, da sie schon bei ortsfesten Anlagen nicht dicht zu halten sind, geschweige denn bei Kühlwagen. Auch bei neuen Wagen beeinfluße eine Luftschicht die Wärmedurchlässigkeit nicht.

C. H. Herter weist darauf hin, daß in Frankreich die Kühlwagen viel besser isoliert werden als in Amerika, daß in ihnen die Temperatur aber auch nur täglich um ½° bis 1° C steigt.

Zu den Ausführungen von Pennington ist noch zu bemerken, daß ihre Angabe, die äußerste Größe des Abstandes der beiden Schirmwände voneinander bei guter Temperaturverteilung sei 33′ 6″ zwar nicht angefochten werden kann, aber sich doch nur auf Wagen mit der Stärke der Isolierung beziehen kann, die die Standardwagen haben, also von 2″ Stärke in den Wänden und 2½″ in der Decke. Wenn die Isolierung aber stärker ist, so dürfte auch eine größere Länge des Wagens zulässig sein.

Über die Einwirkung von Ammoniak, schwefliger Säure und Kohlensäure auf den menschlichen Organismus und die Behandlung der dabei auftretenden Störungen.

Von Dr. med. Albert Seligmann, Frankfurt a. M.

Bei der künstlichen Herstellung von Kälte werden vor allem drei Gase verwandt, die für den Menschen mehr oder weniger schädlich werden können, nämlich Ammoniak, schweflige Säure und Kohlensäure. Diese Gase können teils dauernd in geringen Mengen in die betreffenden Fabrik- und Maschinenräume entweichen, teils durch plötzliche Ereignisse, wie z. B. Explosionen in großen Quantitäten freiwerden[1]).

Es ist aus sozialhygienischen Gründen deshalb wichtig zu erfahren, welche Mengen dieser drei Gase von den in den Fabrikräumen tätigen Arbeitern dauernd ohne besondere Schädigung vertragen werden können, und welche Hilfsmittel uns zu Gebote stehen, bei plötzlichen Unglücksfällen mit großen Gasüberschwemmungen die Betroffenen zu retten und sie tunlichst vor schweren Erkrankungen zu bewahren.

Fragen wir zunächst, welche Mengen Ammoniak den Arbeitern in den Fabrikräumen dauernd ohne Schädigung ihrer Gesundheit zugemutet werden können, so ergibt sich nach den eingehenden, größtenteils experimentellen Studien Lehmanns[2]), daß eine höhere Konzentration als 0,3 bis 0,5 vT nicht gestattet werden kann. Während nämlich bei Konzentrationen unter 0,5 vT die Arbeiter auch bei jahrelanger Tätigkeit keinerlei Störungen subjektiver wie objektiver Art auf

[1]) Bei den heutigen von der deutschen Industrie hergestellten Kühlanlagen sind alle Einzelheiten so sorgfältig durchkonstruiert und ausgeführt, daß Gasausströmungen und Explosionen zu den größten Seltenheiten gehören. Eine besondere Gefahr besteht für die Bedienungsmannschaften der Kältemaschinen nicht. Die Schriftleitung.

[2]) Lehmann, Experiment. Studien über den Einfluß techn. und hygien. wichtiger Gase und Dämpfe auf den Organismus (Archiv für Hygiene, Band 5).

weisen, machen sich solche recht bald geltend, wenn diese Grenze überschritten wird. Für kurzen Aufenthalt dagegen sind auch stärkere, nämlich Beimengungen von Ammoniak von 1 bis 2 vT zur Atmungsluft ohne Gefahr statthaft, doch pflegt ein längeres Einatmen solcher Konzentrationen selbst bei Gewöhnung mehr oder weniger erhebliche Störungen, auch chronischer Natur, nach sich zu ziehen. Sie bestehen meist in chronischen Bronchialkatarrhen (nach Hirt[1])) ohne schwerere Lungenkomplikation (wie etwa Tuberkulose oder ähnliches). Überhaupt neigen Arbeiter, die jahrelang geringe und erträgliche Mengen Ammoniak eingeatmet haben, nicht irgendwie zu chronischen Vergiftungserscheinungen, wie etwa solche, die längere Zeit mit Blei oder Quecksilber zu arbeiten gewohnt sind; eingehendere Untersuchungen ergaben vielmehr, daß die Ammoniakarbeiter keine Störungen der Gesundheit aufwiesen und auch keine besondere Anfälligkeit und Krankheitsdisposition zeigten, wenn die Konzentrationen sich um 0,5 vT hielten.

Während also geringe, in oben angegebenen Grenzen sich haltende Mengen harmlos sind, zeigen sich sofort schwere und schwerste Erscheinungen, wenn anläßlich von Unglücksfällen die zulässigen Konzentrationen um ein Erhebliches überschritten werden. Es handelt sich dabei um die Einatmung großer Mengen von Ammoniakgas, während eine innerliche Aufnahme durch den Verdauungstraktus — wie sie manchmal in selbstmörderischer Absicht vollführt wird — gar nicht in Betracht kommt. Hier wirkt das Gas durch seine Ätzwirkung außerordentlich heftig auf alle Schleimhäute, mit denen es in Berührung kommt, also vor allem auf das Auge und den ganzen Atmungsapparat. Das Gas zeigt eine starke Affinität zu den feuchten Organen, also dem Auge, der Nasen- und Mundhöhle und den tieferen Atmungswegen. Dabei reißt Wasser gierig Ammoniak an sich, das in den feuchten Sekreten gelöst wird. Die so entstehenden Lösungen wirken ätzend und zerstörend auf das Gewebe, in welchen eine heftige Entzündung einsetzt, bei der es leicht zu einem Platzen der erweiterten Gefäße kommt. Die Ätzwirkung beruht auf einer Lösung der Deckmembranen der Schleimhäute, die dadurch einen vermehrten Lymphaustritt — eine auf Verdünnung abzielende Abwehrreaktion des Organismus — gestatten. Dabei werden die Eiweißsubstanzen in Ammoniakalbuminate umgewandelt und die Fette verseift. Auch der Blutfarbstoff wird ausgelaugt und zu alkalischem Hämatin verändert. Gegen diese lokale — aber tiefgehende — Wirkung tritt die resorptive, d. h. die Aufnahme in den Körper wesentlich in den Hintergrund, weil die verätzten Gewebe ihre resorbierende Tätigkeit wahrscheinlich nicht mehr auszuüben vermögen und so das Ammoniak nicht in die Blutbahn gelangen kann.

[3]) Hirt, Die Gasinhalationsarbeiten und die gewerblichen Vergiftungen von Prof. Hirt-Breßlau im Hdbch. d. Hyg.- u. Gewerbekrht. im v. Ziemßenschen Hdbch. d. spez. Path. u. Ther., 1882, II. Teil, 4. Abt.

Die Erscheinungen bestehen (nach Lehmann (l. c.), Kunkel[1]) und Kobert[2]) vor allem in heftigem Augentränen, Schnupfen, Erstickungsgefühl und Husten. Dazu gesellt sich eine reichliche Speichelabsonderung im Munde, Stimmlosigkeit und Schleimausscheidung in der Luftröhre und den Bronchien. Haben die Gase etwas länger gewirkt, so können am Auge Hornhautentzündungen mit späterer Narbenbildung und Verringerung der Sehschärfe auftreten. Weiterhin werden die Atmungswege stärker ergriffen, so daß es zu reichlichem und blutigem Auswurf kommt, verbunden mit lebensbedrohender Atemnot; doch ist die Lunge selbst verhältnismäßig selten befallen. Die Erscheinungen können, wenn die Patienten rechtzeitig aus den gaserfüllten Räumen herausgeschafft werden, in einigen Tagen zurückgehen und dann einer raschen und vollständigen Wiederherstellung Platz machen, wobei das aufgenommene Ammoniak großenteils als Harnstoff im Urin ausgeschieden wird. In ungünstigen Fällen führt die versagende Atmung und Herzkraft bei subnormaler Temperatur und Bewußtlosigkeit zum Tode. Was die äußere Körperbedeckung angeht, so vermag der Körper durch den Schweiß sich relativ nicht unbeträchtlicher Mengen von Ammoniak zu entledigen, während die Haut selbst durch das Gas nicht angegriffen wird. Durch flüssiges Ammoniak, das infolge von Explosionen in den betreffenden Räumen herumspritzt, kann die Haut nicht unerheblich verätzt werden.

Wenn wir uns den Vorbeugungsmaßregeln zuwenden, so gebietet es die Hygiene, daß in Fabrikräumen, in denen die Arbeiter ständig längere Zeit hindurch tätig sind, die Beimengungen von Ammoniak zur Einatmungsluft 0,3 vT tunlichst nicht, 0,5 vT aber keinesfalls übersteigen; denn dies stellt die Grenze der Erträglichkeit dar. Um dies zu erreichen, muß besonders auf Dichtheit der betreffenden Maschinen geachtet und geeignete Ventilationsvorrichtungen vorgesehen werden, daß der Ammoniakgehalt in der Luft dieses Höchstmaß nicht überschreitet.

Bei plötzlichen Unglücksfällen ist es unbedingt notwendig, die betroffenen Personen schleunigst aus dem durchseuchten Raum an die frische Luft zu bringen. Bei schweren Vergasungen empfiehlt sich eventuell künstliche Zuführung von Sauerstoff. Um den Verunglückten in den gaserfüllten Räumen sofort Hilfe bringen zu können, ist es dringend geboten, daß Fabriken, die mit Ammoniak arbeiten, mehrere Masken besitzen, bei welchen durch chemische Substanzen die Dämpfe absorbiert werden. Während der Rekonvaleszentenzeit empfehlen sich bei leichteren, zur Besserung neigenden katarrhalischen Zuständen der Atmungswege Inhalationen mit reizmildernden Mitteln, die auf diese Weise tief in die Luftwege einzudringen pflegen. — Für die Augenerkrankungen bedarf es besonderer Behandlung, die anzuführen hier aber zu weit führen dürfte.

[1]) Kunkel, Hdbch. der Toxikologie 1899.

[2]) Kobert, Lehrbuch der Intoxikationen, Enke, Stuttgart 1906.

Bei schwefliger Säure sind die Mengen, die dem menschlichen Organismus zugemutet werden können, weit kleiner als beim Ammoniak. Schon so geringe Mengen wie 0,006 bis 0,01 vT reizen Nase und Luftröhre, 0,015 bis 0,02 vT wirken bereits unangenehm, sind aber noch kurze Zeit — ca. ½ h — erträglich. 0,02 vT soll für Gewohnte, die diese Konzentration dauernd einatmen müssen, die Höchstgrenze sein, doch halten geübte Arbeiter auch 0,04 vT lange Jahre hindurch ohne Störungen ihrer Gesundheit aus. 0,03 vT machen empfindliche Menschen in wenigen Minuten krank. Eigentümlich bei der schwefligen Säure ist aber die Möglichkeit an ihre Gewöhnung. So stellte Lehmann[1]) fest, daß bei Gewöhnung ca. die vierfache Dosis vertragen werden kann. So wirken 0,006 bis 0,011 vT schweflige Säure auf den Neuling genau so stark, wie 0,03 bis 0,04 vT auf eine an schweflige Säure gewöhnte Person. Diese Gewöhnung bleibt eigentümlicherweise erhalten, wenn eine längere Pause — ungefähr bis zu einem Jahr — zwischen dem letztmaligen und erneuten Wiedereinatmen des Gases dazwischenliegt. Mit dieser Gewöhnungsmöglichkeit hängt es zusammen, daß sich auch beim Ungewohnten rasch der erste Reiz abstumpft, und nach einem Aufenthalt von 10 min in einem Raume mit einer bestimmten — natürlich geringen — Gasbeimengung die unangenehmen ersten Empfindungen ganz fortfallen. 0,5 vT ist für den Menschen völlig unatembar, d. h. es treten sofort heftige Husten- und Erstickungsanfälle auf. Ältere Angaben, wie z. B. von Hirt (l. c.), daß eine Konzentration von 1 bis 3 vH von schwefliger Säure von den Arbeitern anstandslos längere Zeit vertragen wurden, sind irrtümlich und vollständig unrichtig.

Die Wirkungen größerer Mengen auf den menschlichen Organismus sind ähnlich wie die des Ammoniaks. Die schweflige Säure wirkt lokal reduzierend und geht dabei in Schwefelsäure mit ihrer ätzenden Wirkung über. Das Blut wird auf diese Weise stark angesäuert und zersetzt, indem unter Alkaleszenzverminderung an Stelle des kohlensauren Natrons sich ein schwefligsaures Salz bildet, da die Lunge die eingeatmete schweflige Säure wahrscheinlich vollständig resorbiert. In schwereren Fällen zeigen sich Fernwirkungen auf das Nervensystem in Form von Lähmungen und mehr oder weniger heftigen Entzündungserscheinungen an den Atmungswegen und der Lunge selbst.

Die Maßregeln zum Schutz der Arbeiter sind ungefähr die gleichen wie die beim Ammoniak angeführten. Die Konzentration soll nach Lehmann in Räumen, in denen Arbeiter dauernd beschäftigt sind, die Höhe nicht überschreiten, die für den Ungewohnten erträglich ist. Für Räume mit vorübergehendem Aufenthalt der Arbeiter dürfen auch Mengen vorliegen, die die für Gewöhnte erträglichen Gasbeimengungsquanten erreichen. Es wäre also im allgemeinen nicht mehr als 10 bis 20 mg schwefliger Säure pro m³ zu gestatten. Bei höheren Konzentrationen sind Masken mit künstlicher Sauerstoffzufuhr für die Arbeiter aus sozialhygienischen Gründen zu verlangen.

Im allgemeinen wird Arbeitern, die täglich und stündlich geringe Mengen schwefliger Säure aufnehmen, besonderes Wohlbefinden nachgerühmt, so daß schweflige Säure sogar als Heilmittel gegen Lungenschwindsucht empfohlen wurde. Die schweflige Säure gehörte früher zum Arzneischatz der Internisten und wurde z. B. gegen chronische Bronchitis angewendet. Wegen ihrer unangenehmen Nebeneigenschaften — sie wirkt nämlich auch vom Magen-Darmkanal mitunter sehr giftig, wie Vergiftungen durch mit schwefliger Säure konservierte Lebensmittel dartun — wird sie heute nicht mehr verordnet. — Bei Unglücksfällen mit plötzlicher Entwicklung großer Mengen von schwefliger Säure gilt das oben beim Ammoniak Gesagte, wobei nochmals auf das Vorhandensein von Masken für die Rettungsmannschaft eindringlich hingewiesen werden soll.

Das dritte Gas, das bei der Kälteerzeugung in Betracht kommt, ist die Kohlensäure. Bei Betrachtung ihrer Einwirkung auf den menschlichen Organismus sei vorweg erwähnt, daß es sich bei Kohlensäurevergiftung nicht um einen mit der Erstickung identischen Vorgang handelt. Während nämlich bei letzterer jegliche Sauerstoffzufuhr unterbunden ist, wird bei der Kohlensäurevergiftung in der Regel eine Luftmischung aufgenommen, die normalen Sauerstoff — aber vermehrten Kohlensäuregehalt hat; dieses Plus an Kohlensäure ruft dann die abnormen Erscheinungen hervor. Es fragt sich, welche Konzentration der Mensch aushalten kann, und bei welch höheren Gemischen Störungen auftreten.

Die Luft enthält ganz geringe Mengen, nämlich ca. 0,3 vT Kohlensäure, einen völlig belanglosen Anteil. Der Mensch selbst produziert ca. 19 l Kohlensäure pro h bei einem Gehalt von 4,2 vH in der Ausatmungsluft. Bei diesen Mengen läßt es sich schon denken, daß zahlreiche Menschen in engem Raum dicht zusammengedrängt, sich durch ihre eigene Kohlensäureproduktion stören und schädigen können. Mengen von 7 bis 8 vH beginnen für den Menschen unangenehm zu werden, da bei ca. 8 vH die Ausscheidung der Kohlensäure gestört zu werden anfängt und statt der Ausscheidung eine Aufnahme erfolgt. Kräftige, gesunde Arbeiter können in Gärräumen, wo Kohlensäure in größerer Menge zu entstehen pflegt, 1,5 bis 2,5 vH dauernd anstandslos vertragen, für höhere Konzentrationen sind sie dadurch aber nicht unempfindlich, sondern empfinden solche über 8 vH sofort als sehr unangenehm. Auch ungewohnte Personen können 2,5 vH Kohlensäure in der Luft ganz gut aushalten. Gehen die Beimengungen von Kohlensäure über 10 vH, so ist der Aufenthalt in dieser Luft nur ganz wenige Minuten möglich. Bei ungefähr 8 vH Kohlensäure und normalem Sauerstoffgehalt erlischt eine brennende Kerze, was als Warnungssignal für die Arbeiter verwertet werden kann. Die Kohlensäure sammelt sich ihrer Schwere gemäß stets auf dem Boden der Räume an.

[1]) Lehmann, Archiv für Hygiene, Band 34, 1899.

Die Wirkung der Kohlensäure auf den menschlichen Organismus ist folgende: Auf der Haut entstehen Prickeln, Wärmegefühl, Vertaubung und schließlich Gefühllosigkeit. Das Gesicht ist gerötet, in Mund und Nase besteht neben Trockenheit ein säuerlicher Geschmack, dazu gesellt sich ein Reizgefühl im Kehlkopf. Es tritt Ohrensausen und Klopfen an den Schläfen hinzu, vereint mit dem Gefühl zunehmender Atembehinderung und Herzklopfen. Bei etwa 4 vH Kohlensäure werden Atmung und Puls langsamer, der Blutdruck ist gesteigert. Diese Erscheinungen sind als Reizsymptome aufzufassen, denen sich bei längerdauernder Einwirkung von Kohlensäure schwere Lähmungserscheinungen und Konvulsionen anschließen. Die Aufnahme und Ausscheidung der Kohlensäure erfolgt vor allem durch die Lunge, dann aber auch durch alle Schleimhäute und selbst durch die Haut.

Die Behandlung besteht in erster Reihe darin, daß man die Erkrankten an die frische Luft bringt. Alle anderen Maßnahmen bringen eher Nachteil als Vorteil und sind um so weniger nötig, als die Kohlensäurevergiftung in der Regel viel leichter verläuft als die durch Kohlenoxyd. Künstliche Lufteinblasung wird teils empfohlen, teils widerraten, weil dadurch die Gefahr der feuchten Lungenentzündung (Lungenödem) erhöht würde. Akute Vergiftungen laufen — wenn überhaupt — in 2 bis 3 Tagen günstig aus; chronische Vergiftungen kennt man bei Kohlensäure nicht. Häufig bestehen nach Kohlensäureeinatmungen noch längere Zeit lebhafte Kopfschmerzen.

Zeitschriftenbericht.

Wissenschaftliche Grundlagen.

Einige Eigenschaften der Kohlenwasserstoffe als Kältemittel. H. D. Edwards. American Society of Refrigerating Engineers Journal, Mai 1922.

Kohlenwasserstoffe wurden zuerst 1911 in England verwandt, in den letzten Jahren auch in Amerika.

Butan, Propan und Ethan sind farblose Gase von ausgesprochenem Äthergeruch, ein wenig betäubend. Die Dämpfe sind ungiftig und greifen Metalle nicht an. Sie brennen mit gelber Flamme, die bei Überschuß von Sauertoff blau wird. Die Produkte der vollständigen Verbrennung sind Kohlendioxyd und Wasser. Die Gase zersetzen sich nicht bei den in Kältemaschinen vorkommenden Temperaturen.

Butan ähnelt in seinem Verhalten am meisten Ethylchlorid und schwefliger Säure, Propan ähnelt Ammoniak, Ethan der Kohlensäure. Man kann die Gase mischen und so eine beliebige Lage der Spannungskurve erreichen. Indessen bemerkt der Verfasser, daß noch nicht geprüft sei, ob die Dämpfe das gleiche Mischungsverhältnis haben wie die Flüssigkeiten, aus denen sie entstehen (was unwahrscheinlich ist). Eine Mischung von 15 vH Propan und 85 vH Butan ergibt eine Dampfspannungskurve, die mit derjenigen von schwefliger Säure nahezu völlig übereinstimmt. Die Spannungskurven des Propanes und des Ammoniaks liegen so dicht beieinander, daß man dieselbe Maschine mit dem einen oder dem andern Dampf betreiben kann. Das spez. Gewicht des Propanes ist 2,6 mal so groß wie dasjenige des Ammoniaks, die Füllung einer Maschine wiegt entsprechend mehr. Die Spannungskurve des Ethans liegt unter derjenigen von CO_2; Ethan hat eine kritische Temperatur von 23,10° C und einen kritischen Druck von 48,4 at. Der Erstarrungspunkt des Ethans liegt aber wesentlich tiefer als derjenige der Kohlensäure. Man konnte mit einer normalen CO_2-Maschine, die mit Ethan gefüllt wurde, Temperaturen von —70° C erreichen.

Die Angaben in der Literatur über die thermischen Eigenschaften der Kohlenwasserstoffe, insbesondere über die spez. Wärme der Flüssigkeiten, sind nur sehr unvollständig, so daß eine genaue Durchrechnung einer Maschine nicht möglich ist.



Abb. 155.

Für die Verdampfungswärme liegen folgende durch Versuch oder Rechnung ermittelte Werte vor:

	Temperatur	Verdampfungswärme
Methan, Bureau of Standards .	Siedepunkt	218,6 B.t.u.
Methan berechnet	,,	225,5 ,,
Ethan, Kuenen u. Robson . . .	— 102,5° F	199,8 ,,
,, ,, ,, ,, . . .	— 70,6 ,,	190,7 ,,
,, ,, ,, ,, . . .	— 45,3 ,,	178,3 ,,
,, ,, ,, ,, . . .	— 25,2 ,,	176,4 ,,
,, ,, ,, ,, . . .	+ 2,9° ,,	161,0 ,,
,, ,, ,, ,, . . .	25,3° ,,	147,5 ,,
,, ,, ,, ,, . . .	46,0 ,,	126,0 ,,
,, ,, ,, ,, . . .	63,8 ,,	98,2 ,,
,, ,, ,, ,, . . .	73,2 ,,	82,3 ,,
Ethan berechnet	Siedepunkt	213,2 ,,
Propan ,, ...	,,	190,3 ,,
Butan ,, ...	,,	177,3 ,,

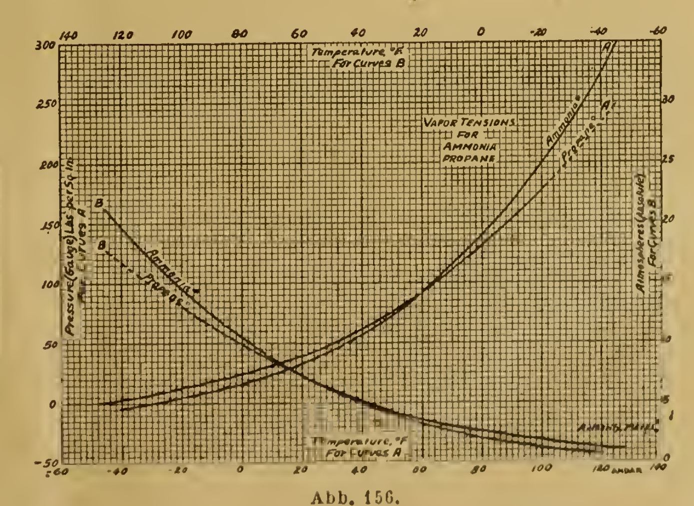


Abb. 156.

Abb. 155 gibt die Spannungskurven von schwefliger Säure, Butane und Ethylchlorid wieder.

Abb. 156 gibt die Spannungskurven von Ammoniak und Propan wieder.

Abb. 157 gibt die Spannungskurven von Ethan und Kohlensäure wieder.

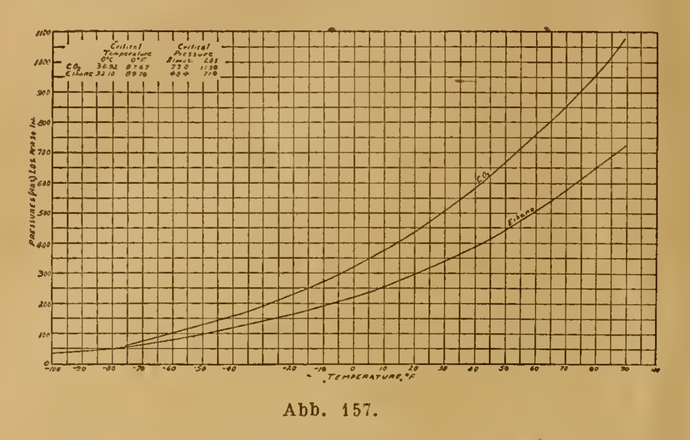


Abb. 157.

Abb. 158 gibt Verdampfungswärmen von Methan, Buthan, Propane, schwefliger Säure, Ethan und Kohlensäure (die Linie x, y gibt die nach der modifizierten Troutonschen Regel berechneten Werte der Verdampfungswärme im Siedepunkt für Hexan, Pentan, Butan, Propan, Ethan und Methan) wieder.

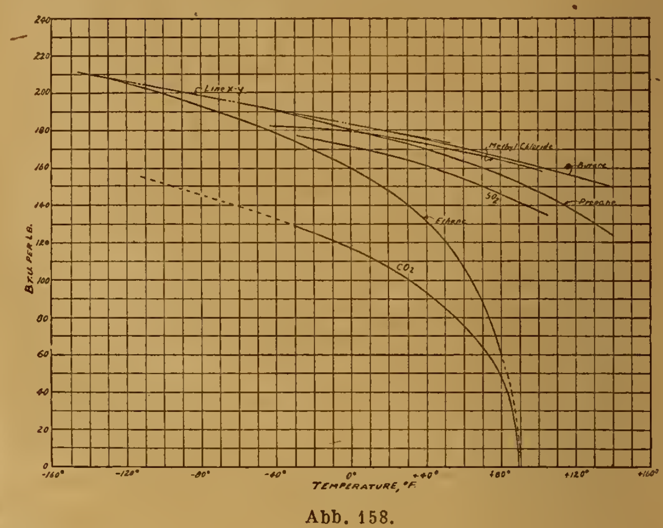


Abb. 158.

Zahlentafel I.

Kältemittel	Ethylchlorid	Butan	Schweflige Säure	Metylchlorid	Propan	Ammoniak	Ethan	Stickoxydul	Kohlensäure	Methan
Chemische Formel	C_2H_5Cl	C_4H_{10}	SO_2	CH_3Cl	C_3H_8	NH_3	C_2H_6	N_2O	CO_2	CH_4
Molekulargewicht	64,50	58,10	64,06	50,47	44,09	17,04	30,06	44,08	44,00	16,04
Gaskonstante	—	26,82	24,10	30,59	35,14	92,60	47,50	39,94	36,31	110,72
Kritische Temperatur °C .	182,8	155	155,4	143	102	130	32,1	35,4	31,2	— 81,8
Kritischer Druck at . . .	54	37	78,9	70	44	115	49	75	73	54,5
Siedepunkt °C	12,5	1,0	— 10,8	— 23,7	— 45	— 33,5	— 93	— 89,8	— 79,1	— 165
Schmelzpunkt °C	— 142,5	— 135	— 76,0	— 103,6	— 195	— 75	— 171	— 102	— 57	— 184
Spezifisches Gewicht . . .	0,92	0,60	1,444	0,952	0,536	0,626	0,446	1,2257	1,56	0,415
bei	0° C	0° C	0° C	0° C	0° C	0° C	0° C	Siedepunkt	20° C	Siedepunkt
Spez. Gewicht bei 1 at. und 0° C (Luft = 1). . . .	3,06	2,006	2,2634	1,782	1,5620	0,5961	1,0489	1,5269	1,5289	0,5544
$\frac{c_p}{c_v}$ der Dämpfe	—	1,108	1,3977	1,20	1,142	1,2969	1,201	1,303	1,2995	1,316
c_p der Dämpfe	0,274	0,351	0,1544	0,24	0,365	0,5202	0,397	0,2209	0,2012	0,5929
c der Flüssigkeit bei 0° .	0,427	—	—	0,465	—	1,099	—	—	0,79	—

Zahlentafel II. Vergleich der Kälteleistungen für ein Kubikfuß Hubvolumen.

Kältemittel	Ethylchlorid	Butan	Schweflige Säure	Methylchlorid	Propan	Ammoniak	Ethan	Kohlensäure
Formel	C_2H_5Cl	C_4H_{10}	SO_2	CH_3Cl	C_3H_8	NH_3	C_2H_6	CO_2
Verdampfungswärme bei - 5° F (B. T. U.)	172	180	171	178	180	590,8	157	115
$(t - t_1)\, c$	34	—	26,6	37,8	—	87,8	—	45,5
Kälteleistung pro lb	138	—	141,1	140,2	—	48,3	—	69,5
Spez. Volumen bei 5° F	16,5	8,85	6,60	4,53	2,51	8,22	1,03	0,267
Kälteleistung für 1 Kubikfuß Hubvolumen	—	20,35	21,8	30,9	71,7	71,9	152,3	260
Druck d. Saugseite in lbs/squ. inch.	—	— 6,0	2,9	4,0	27,0	19,1	220	320
Druck d Druckseite in lbs/squ. inch.	—	25	51,7	82,8	145	156	680	1025
Druckverhältnis	—	4,56	5,63	5,21	4,07	5,05	2,78	3,2

Bücherbericht.

Literarischer Jahresbericht des Dürerbundes 1922/23.

Dem Mann der Technik ist heute der Tag mit seinen 24 h zu kurz geworden. Und doch will auch er über die Fachpresse, über die Zeitung hinaus teilnehmen am Leben der Zeit, an ihrem sichtbaren geistigen Niederschlag, am literarischen Werk. Der beste, stets bereite Führer ist ihm da der soeben erschienene literarische Jahresbericht des Dürerbundes. Knapp, objektiv und übersichtlich wird jedes Buch nach Form, Inhalt, Einstellung so umrissen, daß auch dem Laien sogar für wissenschaftliche Einzelgebiete ein klarer Weg gewiesen ist. Die Stoffgliederung hat heuer eine Bereicherung erfahren durch die Kapitel »Zum Verständnis der Weltlage« und »Gesellschaft und Lebensordnung«. Willkommen, wie immer, weil sie umständliche Buchhändlerauskunft ersetzen können, sind die Abschnitte »Bücher für die Jugend« und »Billige Büchereien«. Kurz, auf seine Frage wird der Ratgeber die Antwort schuldig bleiben, ja, wer ihn zu lesen versteht, dem wird er ein Bild unserer gekamten geistigen Jahresernte geben. Dr. F. H.

Het Natuurkundig Laboratorium der Rijksuniversiteit te Leiden in de jaren 1904—1922. (Das naturwissenschaftliche Laboratorium der Reichsuniversität zu Leiden in den Jahren 1904—1922.) Gedenkbuch, **H. Kamerlingh Onnes**, Direktor des Laboratoriums, dargebracht bei Gelegenheit seines vierzigjährigen Jubiläums als Professor am 11. November 1922. Verlag Leiden, Eduard Jjdo.

Eine sehr schöne Gabe haben Schüler und Freunde H. Kamerlingh Onnes dargebracht, ein Buch voll der Wunder, die das von dem Meister erschlossene Gebiet der tiefsten Temperaturen zeigt. Eine große Reihe bedeutender Gelehrter schildert die Entwicklung des Laboratoriums in seinem äußeren Aufbau sowie die Arbeiten, die aus dem Laboratorium hervorgegangen sind, faßt zusammen, vertieft durch theoretische Betrachtung.

Es kann hier nicht auf den Inhalt des Buches im einzelnen eingegangen werden, denn es ist recht umfangreich (457 Seiten); es sei daher nur die Inhaltsangabe wiedergegeben:

Widmung von H. A. Lorentz (holländisch).

Abschnitt I. Das naturwissenschaftliche Laboratorium der Reichsuniversität zu Leiden in den Jahren 1904—1922.

Das Kryogene Laboratorium als internationale Einrichtung für Untersuchungen bei tiefen Temperaturen von J. P. Kuenen † (holländisch).

Verfahren und Hilfsmittel im Kryogenen Laboratorium von C. A. Crommelin (holländisch).

Baulichkeiten von C. A. Crommelin (holländisch).

Die Ausbildung von Mechanikern und Glasbläsern von C. A. Crommelin (holländisch).

Abschnitt II: Thermodynamische Untersuchungen.

Thermodynamische Untersuchungen (mit Ausschluß der Dichte der gesättigten Flüssigkeit im Dampf, von innerer Reibung und von Thermometrie und Druckmessung) von W. H. Keesom (holländisch).

Untersuchungen der Dichtigkeitskurve bei tiefen Temperaturen im Kryogenen Laboratorium zu Leiden von E. Mathias (französisch).

Anhang zu vorstehendem Aufsatz: Über die Dichtigkeitskurve des Neons von C. A. Crommelin (französisch).

Innere Reibung von J. F. Verschaffelt (holländisch).

Abschnitt III: Magnetische Untersuchungen.

Die magnetischen Untersuchungen des K. L. zu Leiden von Pierre Weiß (französisch).

Anhang zu vorstehendem Aufsatz. Die neuesten magnetischen Untersuchungen im K. L. zu Leiden. Von H. R. Woltjer (französisch).

Abschnitt IV: Optische, magneto-optische und radioaktive Untersuchungen.

Phosphoreszens bei sehr tiefen Temperaturen. P. Zeemann (holländisch).

Absorption des Lichtes und magneto-optische Erscheinungen in den Mischungen seltener Erden bei sehr tiefen Temperaturen von Jean Becquerel (französisch).

Theoretische Bemerkungen über Absorptions- und Emissionsbanden in Kristallen bei sehr tiefen Temperaturen von P. Ehrenfest (holländisch).

Das Grundgesetz der Umwandlung der Radioelemente und der radioaktiven Stoffe von Frau P. Curie (französisch).

Abschnitt V. Elektrische Untersuchungen.

Elektrisches Leitungsvermögen (außer im Zustand der Überleitfähigkeit) und Thermoelektrizität von C. A. Crommelin (holländisch).

Der Zustand der Überleitfähigkeit von Metallen von C. A. Crommelin (holländisch).

Theoretische Bemerkungen zur Supraleitung der Metalle von A. Einstein (deutsch).

Hall-Effekt und Widerstandsänderungen im transversalen Magnetfelde im Bereiche der niedrigsten Temperaturen von Benkt Beckmann (deutsch).

Die piezometrische Erregung des Quarzes bei tiefen Temperaturen von Anna Beckmann (deutsch).

Das Buch ist geschmückt mit dem Bilde des Gefeierten, den H. A. Lorentz in seiner Widmung als den eigentlichen Autor des Buches bezeichnet, und einigen Abbildungen des Laboratoriums.

Wahrlich eine Gabe, die dem Jubilar wie den Veranstaltern in gleicher Weise zu hoher Ehre gereicht. Krause.

Ernst Horneffer: Die große Wunde. Verlag R. Oldenbourg, München u. Berlin 1922, 157 S. Grdpr. M. 3,00 × Teuerungszahl.

»Psychologische Betrachtungen zum Verhältnis von Kapital und Arbeit«, nennt der Verfasser diese Abhandlung, die allerdings mehr politisch-aktuellen als akademischen Charakter trägt. Er geht von der Voraussetzung aus, daß wir uns noch mitten im Kampf zwischen Kapital und Arbeit befinden, daß die eigentliche soziale Revolution noch gar nicht stattgefunden hat, und daß die Lösung des Problems weder von der materiellen noch der politischen noch der moralischen Seite, sondern nur von der psychologischen Seite aus anzugreifen ist. Eine Paarung von wirtschaftlichen Reformen mit durchgreifendem Schutz der Macht des Bürgertums scheint ihm die Lösung zu sein. Er fordert wirtschaftliche Organisation des gesamten Bürgertums und eventuellen bürgerlichen Generalstreik und anderseits Gewinnbeteiligung des Arbeiters an dem Unternehmen in Form der Überlassung von Kleinaktien, die mit Jahren und Arbeitsleistung steigen und im Alter als Pension ratenweise ausgezahlt wird. Die Stimmenzahl der Handarbeiter soll aber nie mehr als ein Viertel der Gesamtstimmenzahl erreichen. Abgesehen davon, daß der Verfasser in seiner Beweisführung oft recht an der Oberfläche bleibt, so wenn er von dem kapitalistischen Charakter des Menschen als seinem natürlichen redet (ohne die entgegengesetzten Feststellungen Max Webers auch nur zu erwähnen) scheint er die aufs Ganze gerichtete Absicht der sozialistischen Arbeiterschaft doch mißzuverstehen und zu unterschätzen; denn diese will sich nicht durch halbe Reformen befriedigen lassen, und die sozialistische Bewegung ist von solcher Eigengesetzlichkeit, daß auch Schriften dieser Art nichts an ihren Absichten ändern werden. Fromm.

Teuerungszahl des Buchhandels am 30. Dezember: 600.

Wirtschaftliche Nachrichten.

Mineralöle und Fette. Bericht der Fa. Sachsenöl-Gesellschaft m. b. H. Dresden, 17. Nov. 1922. Auf dem Mineralölmarkt haben sich die Dollarnotierungen kaum verändert. Es notieren im Großhandel per Kilo verzollt einschl. Faß ab Dresden:

Amerik. Maschinenöl-Raffinat Visk. ca. 2—20 b/50	M. 370	bis	M. 730
Amerik. Spindelöl-Raffinat, Visk. ca. 2 bis 7 b/20	» 360	»	» 370
Amerik. Heißdampf-Zylinderöl, Flp. ca. 270—315	» 495	»	» 645
Sattdampf-Zylinderöl, Flp. ca. 220 bis 240	» 210		
Maschinenöl-Destillat, Visk. ca. 3—7 b/50	» 225	»	» 428
Spindelöl-Destillat, Visk. ca. 3—7 b/20	» 200	»	» 225
Vaselinöl, weißlich Visk. ca. 8 b/20	» 730		
Bohröl, weißlöslich	» 650		
Putzöl	» 210		
Maschinenfett	» 650		
Wagenfett	» 175		
Achsenöl, mineralisch	» 225		
Fischtran, dunkelbraun	» 450		

Patentbericht.

Patente.

Anmeldungen.

17 a, 8. A. 35 571. Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken Escher Wyß & Cie., Zürich, Schweiz; Vertr.: H. Nähler, Dipl.-Ing F. Seemann u. Dipl.-Ing. Vorwerk, Pat.-Anwälte, Berlin SW. 11. Kälteanlage mit Kreiselverdichter. 30 5. 21.

17 a, 9. S. 60 451. Dr.-Ing. Siller & Rodenkirchen G. m. b. H., Rodenkirchen b. Köln. Stopfbüchse für Kompressoren von Kälteerzeugungsanlagen. 25. 7. 22.

17 a, 21. Q. 1230. Dr. F. Quade, Zehlendorf, Wannseebahn, Winfriedstr. 4a. Verfahren zum Betriebe einer Hochvakuumkühlanlage mit konzentrierter Schwefelsäure als Absorbens für Wasser. 12. 7. 22.

17 a, 14. C. 29 296. Frank Henry Czieslik, New York; Vertr.: Dr. P. Breitenbach, Pat.-Anw., Düsseldorf. Schwimmervorrichtung zum Steuern des Arbeitsganges von Absorptionskältemaschinen. 2. 7. 20. V. St. Amerika 17. 4. 15.

17 b, 6. L. 53 386. John Mc. Auliffe Long, Manchester, England; Vertr.: Dr.-Ing. R. Geißler, Pat.-Anw., Berlin SW. 11. Vorrichtung zur Herstellung von Speiseeis mit drehbarer Trommel, und außen ansetzender Eismasse. 21. 6. 21.

17 b, 6. J. 22 519. Ludwig Jaeger, Hafenlohr a. M. Eiscrememaschine mit feststehendem Schaber und drehbarer Doppeltrommel für die Creme und das Kältemittel. 20. 12. 21.

17 c, 3. R. 55 492. Reinhartin Werk, Chemische Fabrik G.m.b.H. München. Kühlflüssigkeit mit tiefliegendem Gefrierpunkt. 30. 3. 22.

17 c, 3. B. 101 936. Gebr. Bayer, Augsburg. Kühlanlage mit Flüssigkeitsumlauf. 13. 10. 21.

17 f, 11. W. 60 260. Fritz Wilfferodt, Düsseldorf, Schirmerstraße 17. Schmiedeeisernes Rippenrohr mit umgebördelten Rippenscheiben. 11. 1. 22.

Erteilungen.

17 a, 1. 366 456. Kurt Bräuer, Mittweida, Lutherstr. 3. Verfahren zur Erzeugung von Kälte. 25. 3. 20. B. 93 322.

17 a, 21. 367 540. Burchard Thoens, New York; Vertr.: Dr. Döllner, Seiler u. Maemecke, Pat.-Anwälte, Berlin SW. 61. Verfahren zur Kälteerzeugung unter Anwendung von Vakuum und Absorption. 14. 1. 20. T. 23 515.

17 a, 2. 367 146. Apeldoornsche Maschinefabriek en Metaalgieterij vorheen Loog Landaal, Apeldoorn, Holland; Vertr.: Pat.-Anwälte Dr. Wirth, Dipl.-Ing. Weihe, Dr. Weil, M. Wirth, Frankfurt a. M., u. Dipl.-Ing. Koehnhorn, Berlin SW. 11. Kompressorzylinder für mit zwei Verdampferspannungen arbeitende Kältemaschinenanlagen. 22. 10. 18. A. 31 617. Holland 8. 4. 18.

17 a, 18. 366 728. Bergedorfer Eisenwerk A.-G., Bergedorf. Berieselungs-Verdampfer für Kältemaschinen mit Solespeicher. 21. 1. 22. B. 103 248.

Löschungen.

17 a. 330 841, 359 722, 336 337.
17 d. 312 684. — 17 e. 310 428. — 17 f. 311 356.

Gebrauchsmuster. (Eintragungen.)

17 a. 830 444. Joseph Ruhland, Budapest; Vertr.: Dipl.-Ing. A. Boshart, Augsburg, Sebastianstr. 13. Kondensator für Kühlmaschinen. 24. 12. 21. R. 55 014.

17 a. 831 720. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Augsburg. Wärmeaustauscher für Kältemaschinen. 28. 3. 22. M. 73 630.

Deutscher Kälte-Verein.

Vorsitzender: Geh. Rat Prof. Dr. Dr.-Ing. H. Lorenz, Technische Hochschule Danzig.
Schriftführer: A. Kaufmann, Oberingenieur. Berlin W 35, Blumeshof 14/1.
Schatzmeister: E. Brandt, Direktor. Berlin NW 5, Rathenower Str. 53.

Arbeitsabteilung I: Für wissenschaftliche Arbeiten. Obmann: Prof. Dr.-Ing. R. Plank, Danzig.
Arbeitsabteilung II: Für Bau und Lieferung von Maschinen, Apparaten. Obmann: Ober-Ing. Heinr. Meckel, Berlin-Pankow.
Arbeitsabteilung III: Für Anwendung von künstlicher Kälte und Natureis. Obmann: Direktor A. Lucas, Leipzig A.

Deutscher Kälte-Verein.

Im Juli dieses Jahres, zur Zeit der Münchener Hauptversammlung, war der Vorstand noch der Überzeugung, bis auf weiteres ohne Erhöhung der Mitgliedsbeiträge auskommen zu können, aber die abnormale Geldentwertung der letzten Monate hat eine so enorme Steigerung der Ausgaben verursacht — wobei in erster Linie die Herstellungskosten der Zeitschrift sowie die Kosten für Drucksachen und Porti in Frage kommen —, daß der Vorstand sich genötigt sieht, die nachstehend aufgeführten Sätze mit Geltung ab 1. Januar 1923 vorläufig festzusetzen:

Jahresbeitrag für Einzelmitglieder . . M. 300.—
„ „ Firmen u. Behörden M. 1000.—

Eine etwaige weitere Neuregelung sowie die Änderung der den Bezirksvereinen zu überweisenden Beträge und des Eintrittsgeldes hoffen wir der nächsten Hauptversammlung vorbehalten zu können.

Der Vorstand.
I. A. Kaufmann, Schriftführer.

Kältetechnische Gesellschaft zu Hamburg.

Bezirksverein des Deutschen Kälte-Vereins.

Einladung zur Hauptversammlung

am Mittwoch, den 24. Januar 1923, abends 8 Uhr im Restaurant Patzenhofer, Georgsplatz, Hamburg.

Tagesordnung:

1. Jahresbericht.
2. Kassenbericht und Entlastung des Vorstandes.
3. Wahl des Vorstandes.
4. Erhöhung der Beiträge.
5. Verschiedenes.

Veränderungen im Mitgliederbestand. Ausgetreten ist:

Herr Edmund Lenwerder, i. Fa. Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G., Hamburg 1, Gertrudenhof.

Eingetreten sind die Herren:

Friedrich Düwel, Ingenieur, Hamburg, Brandsende 12.
Rudolf Thomae, in Fa. Rudolf Thomae, Kältemaschinenfabrik, Augsburg.

W. Pohlmann, Schriftführer.

Für die Schriftleitung verantwortlich: Dr.-Ing. Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9.

1.505 Engineering

ZEITSCHRIFT FÜR DIE GESAMTE KÄLTE-INDUSTRIE

ZUGLEICH 13. JAHRGANG DER ZEITSCHRIFT DES DEUTSCHEN KÄLTE VEREINS

SCHRIFTLEITER DR.-ING. MARTIN KRAUSE BERLIN NW. 23 KLOPSTOCKSTR. 9.

VERLAG VON R. OLDENBOURG MÜNCHEN NW. 2 U. BERLIN W. 10.

12. Heft | München, Dezember 1922 | 29. Jahrgang

Haubold Kühl- und Eiserzeugungs-Anlagen

nach dem **Ammoniak-** und **Kohlensäure**-Kompressions-**System**

C. G. Haubold A.-G.

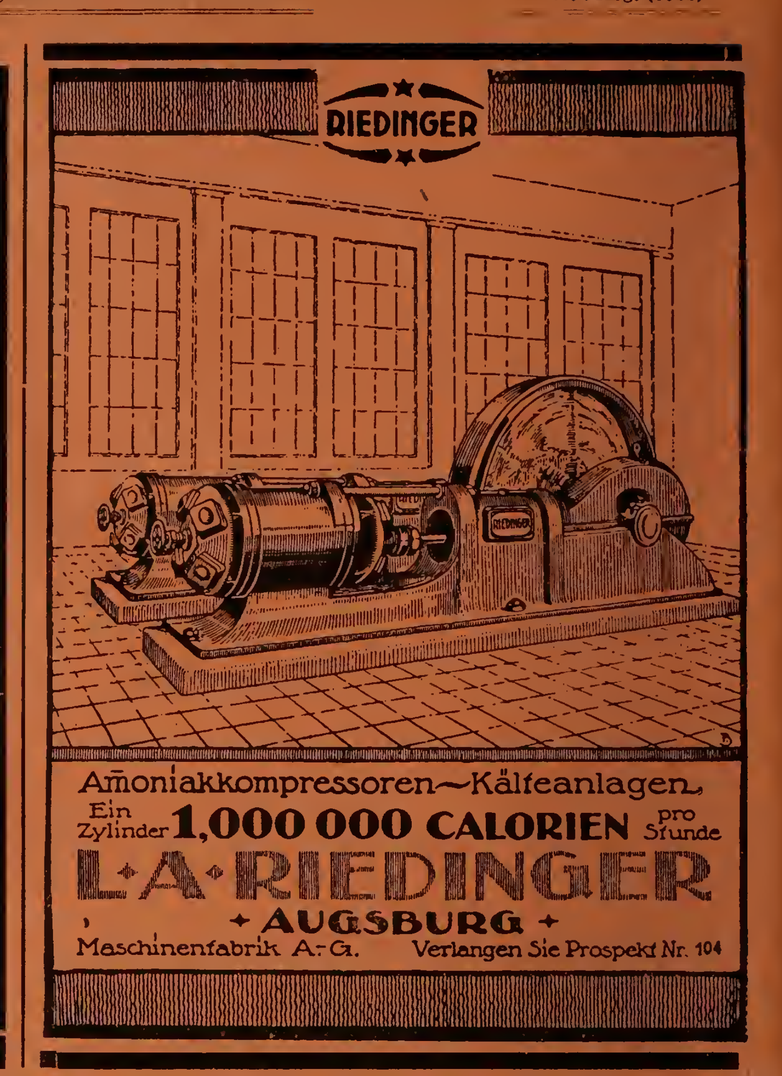
Maschinenfabrik, **Chemnitz**





für jede Art der Kälteverwendung, für Gasverflüssigung und -Trennung, bis Ende 1921 geliefert

Gesellschaft für Linde's Eismaschinen A.-G. Wiesbaden



A. FREUNDLICH DÜSSELDORF

EIS- UND KÜHLMASCHINEN

WAGGON-FABRIK A.G. **UERDINGEN** (RHEIN)

Personen- und Güterwagen
jeder Gattung und Spurweite
für Haupt-, Neben- u. Kleinbahnen

Kühlwagen für Seefische,
geliefert für die Deutsche Reichsbahn
(Der Wagen wurde vom Reichsverkehrsministerium auf der Miama, Magdeburg, ausgestellt)



Besondere Neuerungen:

Großgüterwagen für Massengüter, auch mit Selbstentladung, D. R. P. und Auslandspatente
Reibungspuffer und Ringfedern Uerdinger Bauart, D. R. P. und Auslandspatente

A. BORSIG · BERLIN-TEGEL
G. m. b. H.

Eis- und Kältemaschinen

Ammoniak-, Kohlensäure- und Schwefligsäure-System

Photographische Kopien aller

In- u. Auslands-Patentschriften

innerhalb 3 Tagen.

Abschriften von Patentanmeldungen, Gebrauchsmustereintragungen sowie Patentrecherchen usw. **schnellstens.**

Photo-Patentschriften Erzeugung Herta Stübling, Berlin-Schmargendorf, Zoppoterstr. 75.

Doppelt verbleite

Eiszellen

500 Stck. normal für 25 kg Inh.,
200 „ „ „ 15,5 „ „
in einigen Tagen (Festpreis) lieferbar.

Bald & Co., G. m. b. H. Siegen

Spezialfabrik für Eiszellen.

Größere italienische Kältemaschinenfabrik sucht für ihre technischen Bureaus

OBERINGENIEUR

mit praktischen Erfahrungen in Bau von modernen Kompressionsmaschinen. Gefällige Angebote mit Zeugnisabschriften, Angabe der Gehaltsansprüche und Lichtbild erbeten unter **K. 110** an die Expedition dieses Blattes.

Kölner Faßfallsack-Fabrik

sucht solvente Abnehmer.

J. Lindner & Co., Köln a. Rh.

Kältefachmann,

Kaufmann, 33 Jahre, verheiratet, z. Zt. Verkaufsleiter einer bekannten Kleinkältemaschinenfabrik, erstklassige Kraft, mit Sprachkenntnissen und Exporterfahrungen und -verbindungen, sucht sich gelegentlich wieder in leitende Stell. zu verändern. Bewerber geht auch ins Ausland. Angeb. unt. „Kälte" 798 an Invalidendank, Annonc.-Exp., Stuttgart. (103)

Gerresheimer Glashüttenwerke vorm. Ferdinand Heye

Gerresheim (Rheinland)

Größte Flaschenfabrik der Welt.



SCHÜCHTERMANN & KREMER

Maschinenfabrik / DORTMUND

Kälteerzeugungs-Maschinen

mit schwefliger Säure oder mit Ammoniak als Kältemittel arbeitend, für alle Verwendungsgebiete, besonders zum Kühlen und Gefrieren von Lebensmitteln und zur Herstellung von Eis.

Dampfmaschinen in jeder Größe und Ausführungsart.

Kreiselpumpen für Kühlwasser, Salzwasser und andere Flüssigkeiten

Ventilatoren für den Luftumlauf in Kühl- und Gefrierräumen. (57)

Kältemaschinen

Bedeutendes Werk, leistungsfähig in Anlagen jeder Art, stellt für einige Länder des europäischen und überseeischen Auslandes

Vertreter

an. Firmen od. Herren, die durch genaue Kenntnis des Faches und des in Frage kommenden Landes Gewähr bieten können für gründliche, sachgemäße Bearbeitung des gesamten einschläg. Geschäftes ihres Vertretungsgebietes wollen Angebot mit Befähigungsnachweisen richten unter K. 109 an die Expedition dieses Blattes.

Wasser-Destillierapparate

für alle Zwecke



Vielfach durch D. R.-Patente, Auslands-Patente geschützt.

Einrichtungen zur Herstellung von

Zusatz-Speisewasser

für Groß-Dampfanlagen

Fr. Neumann, Berlin N 4

Chausseestr. 119

Ausführung für die früher österreichischen Länder durch die

Witkowitzer Bergbau- u. Eisenhütten-Gewerkschaft

Witkowitz-Mähren.

Geka

EIS- u. KÜHLMASCHINEN

für jeden Verwendungszweck in allen Größen

„GEKA" GES. FÜR KÄLTEANLAGEN m. b. H. SCHLEBUSCH-MANFORT b. Köln a/Rh.

„TIPP"

Die

Torf-Isolier-Pech-Platte

für Kälte- u. Wärme-Isolierung, für Schalldämpfung und auch als **freitragende Zwischenwand** ist bedeutend billiger und obendrein besser als die Korkplatte. Tipp besteht aus Fasertorf und Goudrone (Pech). Nicht zu verwechseln mit minderwertigen Nachahmungen, deren Bindung nicht aus Goudrone oder ähnlichen wasserabweisenden Pechen bestehen darf, weil dieses Verfahren uns in allen Staaten patentiert ist. Da billiger Preis, hervorragend für Export geeignet.

Gesellschaft für Torf-Isolation Gustav Huhn, Berlin NW 87 Levetzow-Straße 23

Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

MITTEILUNGEN an die Schriftleitung sind an
Herrn Dr.-Ing. **Martin Krause, Berlin NW 23, Klopstockstr. 9,**
Fernsprecher Moabit 4262,
zu richten.

Nachdruck nur mit Quellenangabe und bei Originalartikeln nur mit Genehmigung der Schriftleitung gestattet.

SONDERABDRUCKE werden nur auf besondere Bestellung beim Verlag und gegen Erstattung der Selbstkosten geliefert, die bei dem Umbrechen des Textes auf kleineres Format sehr beträchtlich sind. Den Verfassern von Originalbeiträgen stellen wir bis zu 10 Stücke des betr. vollständigen Heftes kostenfrei zur Verfügung, wenn ein dahingehender Wunsch bei Einsendung der Handschrift mitgeteilt wird. Nach Druck des Aufsatzes erfolgte Bestellungen von Sonderabdrucken oder Heften können in der Regel nicht berücksichtigt werden.

Die Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie

erscheint in Monatsheften und kann durch den Buchhandel, die Post oder vom Verlag bis auf weiteres zum Preise von M. 100.— bezogen werden. — Mit Ausnahme der nachstehend genannten Ländern werden Lieferungen nach dem Ausland unter Verrechnung der durch die direkte Versendung verursachten Porto- und Verpackungskosten durchgeführt. – Für folgende Länder gelten Auslandspreise, die sich auf den vollständigen Jahrgang beziehen, einschl. Portokosten: Belgien (Fr. 25.—), Dänemark (Kr. 10.—), Finland (Marka 40.—), Frankreich (Fr. 25.—), Groß-Britanien (sh. 8.–), Japan (Yen 4.—), Jugo-Slavien (Dinar 55.–), Italien (Lire 30.—), Luxemburg (Fr. 25.—), Niederlande (fl. 5.—), Norwegen (Kr. 10.—), Rumänien (Lei 115.–), Schweden (Kr. 8.—), Schweiz (Fr. 10.—), Spanien (Pes. 12.—), Tschechoslovakische Republik (Kr. 30.—), V. St. A. (Dollar 2.—). ***Es wird gebeten, nur bankfähige Zahlungsmittel zu überweisen.***

Die Lieferung erfolgt auf Gefahr des Empfängers. Kostenlose Nachlieferung verloren gegangener Hefte erfolgt nicht. Überweisungen gehen zu Lasten des Bestellers.

ANZEIGEN werden von der Verlagshandlung zum Preise von M. 20.— für die viergespaltene Millimeterzeile angenommen. Für Stellengesuche ermäßigt sich der Preis auf M. 15.— für die Millimeterzeile. Bei Wiederholungen wird ein entsprechender Nachlaß gewährt. Für Vorzugsseiten gelten besondere Preise.

Schluß der Anzeigenannahme am 11. jeden Monats.

Mitteilungen, welche den **Zeitschriftenversand**, die **Anzeigen-** oder sonstige geschäftliche Angelegenheiten betreffen, sind zu richten an die

Verlagsbuchhandlung R. Oldenbourg, München, Glückstraße 8.

Fernsprecher: 24931—24934. Telegramm-Anschrift: Oldenbourg München.
Marconi International Code. Postscheckkonto: München Nr. 4412.

Betrifft Postbezug.

Der Bezug erneuert sich von Vierteljahr zu Vierteljahr ohne förmliche Neubestellung. Etwaige Abbestellungen werden nur mit Ablauf des laufenden Vierteljahres ausgeführt, wenn einen Monat vor Ablauf schriftliche Benachrichtigung erfolgt.

Bezieher, welche die Zeitschrift *direkt vom Verlag* erhalten, bekommen 14 Tage vor Ende eines jeden Vierteljahres Rechnung für das kommende Vierteljahr zugestellt. Die Bezahlung hat auf unser Postscheckkonto München 4412 oder durch Banküberweisung zu erfolgen. Bezieher, welche die Zeitschrift bisher *bei der Post bestellt* und bezahlt haben, erhalten wie üblich Aufforderung zur Zahlung des neuen Vierteljahres durch die Post.

Bei *Wohnungswechsel* ist an das Postamt der alten Wohnung rechtzeitig der Antrag auf Umleitung an die neue Wohnung unter Zahlung der Gebühr von M. 2.— zu richten. Wird dieser Antrag nicht gestellt, so geht die Zeitschrift an die alte Postanstalt weiter. Bei verspäteter Meldung ist häufig mit dem Verlust der bei dem alten Postamt noch eingelaufenen Nummern zu rechnen, da die Postanstalten nicht verpflichtet sind, unbestellt gebliebene Hefte aufzubewahren.

Bei *Ausbleiben von Heften* liegt meistens ein Verschulden der Post vor. Beschwerden sind deshalb zunächst nicht beim Verlag, sondern sofort bei dem zuständigen Postamt zu führen. Es wird dadurch am raschesten Abhilfe geschaffen; besonders kann in Fällen der Zustellung an unberechtigte Empfänger das Heft zurückgefordert und dem Bezieher unverzüglich nachgeliefert werden.

12. Heft | **INHALT:** | 1922

D.R.P. u. Ausl.-Pat.

Ich kontrolliere
„Luchs"
Kondenstöpfe

auch Dampf, Wasser, Gase in Rohrleitungen, zeige ob **Heizflächen** frei von Kondenswasser und **Ventile** dicht sind,

„spare viel Kohle"

besonders auch durch (110)

Bavaria-Kondenswasser-Rückleiter mit **Wassermessung**
— **Bavaria-Kondenstöpfe** für große **Wassermengen** —

Gustav Schacke, Augsburg J

Rufnummer 636 :-: Tel.-Adr.: Schacke Augsburg.

ISOLIEREN SIE
IHRE KÜHLANLAGEN MIT

DURCH UND DURCH IMPRÄGNIERTEM,
UNVERWÜSTLICHEM,
GERUCHLOSEM, DAHER
BESTEM ISOLIERMITTEL

IKO-LEICHTKORK-STEIN

RHEINHOLD & CO.

BERLIN / BRESLAU / DORTMUND / DRESDEN / DÜSSELDORF
FRANKFURT A. M. / HAMBURG / HANNOVER / KATTOWITZ
KIEL / KÖNIGSBERG / LEIPZIG / SAARBRÜCKEN / STUTTGART
(1)

Isolierung
von Kühlanlagen

nach bewährten Methoden, ferner Isolierung sämtlicher Apparate und Leitungen gegen Kälte- und Wärme-Verluste mittelst unserer erstklassigen Fabrikate

Grünzweig & Hartmann G. m. b. H.
Korksteinfabrik Ludwigshafen (Rhein)

Niederlassungen:
Berlin — Cassel — Düsseldorf — Hamburg
Leipzig — München — Stuttgart

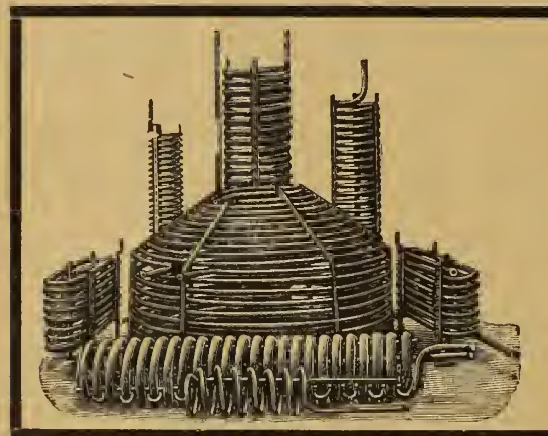
Korksteinplatten zur Isolierung von Eis- u. Kühlräumen

Korksteinschalen zur Isolierung von Kälte- und Dampfleitungen, Kieselgur-Isoliermasse, Isolierschnur u. gebrannte Kieselgurschalen zur Isolierung von Dampfleitungen, auch mit überhitztem Dampf, Heizleitungen, Warmwasserbehältern u. dergl.

liefert und führt fix und fertig durch langjährig geübte Isoliermonteure aus

Richard Stumpf, Leipzig-Plagwitz

Fernsprecher: 40725. Telegr.-Adr.: Stumpf-Leipzig-Plagwitz.



Schmiedeeiserne

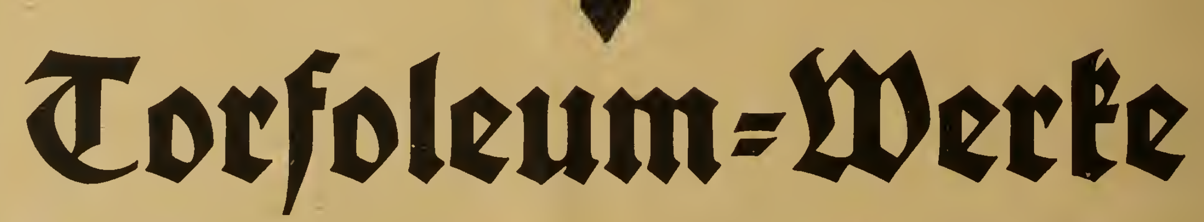
Rohrschlangen und

Spiralen

in jeder möglichen Form und Größe

in bester Ausführung kürzeste Lieferzeiten

Johannes Haag, A.-G., Augsburg



Eduard Dyckerhoff, Poggenhagen 112 bei Neustadt a. Rübenberge

Den wirksamsten Schutz

gegen Kälte- und Wärme-Verluste bietet die

TORFOLEUM-LEICHTPLATTE

Durchaus geruchlos / Wasserabweisend imprägniert / Hoher Isolierwert

Größter Dichtigkeitsgrad / Raumgewicht 200 kg/cbm

Höchste Auszeichnungen auf der Ausstellung ‚Sparsame Baustoffe Berlin 1918/19': Gold. Medaille u. Preuß. Staatspreis

Ausstellung Basel 1921: Goldene Medaille



Vertretung in Berlin:
GROTH & KRÜGER, Berlin W 35.
Schöneberger Ufer 23.



Hallesche Maschinenfabrik und Eisengießerei

Fernsprecher: 1462 und 6184 **Halle** an der Saale Fernsprecher: 1462 und 6184

Eis- und Kältemaschinen

für Brauereien, Schlachthöfe, Eisfabriken, Kühlhäuser, Margarinefabriken, Fleischereien, Molkereien, Hotels usw.

Spezialmaschinen und Apparate für Margarinefabriken u. Ölraffinerien

Prospekte und Kostenanschläge auf Verlangen

VERBLEIUNG

im Vollbade (Feuerverbleiung) — homogen —
mit Bleiblech — aller Gefäße u. Gegenstände
insbesondere

Eiszellen, Eiszellenköpfe, Böden etc.

Freiberg in Sachsen **Bleiindustrie-Aktiengesellschaft**
vormals Jung & Lindig (54)

Vereinigte Korkstein- und Diament-Fabrik Fritz Happe,
Köln-Ehrenfeld
Bureau: Köln-Ehrenfeld, Venloerstraße 389. Telefon: A 4258

empfiehlt sich zur Lieferung von

Korkstein-Platten und -Schalen (sog. Eisschalen)

durch und durch imprägniert in Friedensqualität
sowie sämtliche übrigen Isoliermittel gegen Kälte- und Wärme-Verluste.

Sachgemäße Ausführung von Isolierungsarbeiten durch geschulte Facharbeiter.

Dem Betriebsleiter ein bewährtes Hilfsmittel und dem Arbeiter eine Wohltat — das sind die

Rauchschutz u. Atmungs-Apparate „Original König"



denn dieselben sind einfach u. leicht in der Handhabung, jederzeit gebrauchsfertig u. ermöglichen ein unbeschränktes Arbeiten in den giftigsten Gasen u. Dämpfen. — Von der Berufsgenossenschaft auf Grund langjähriger Erfahrungen in erster Linie zur Anschaffung empfohlen.

Intern. Hygiene-Ausstellung Dresden: Goldene Medaille.

Alleiniger Fabrikant:

C. B. König, Altona (Elbe).

Ingenieur-Akademie Wismar a. d. Ostsee

für Maschinen- und Elektro-Ingenieure, Bau-Ingenieure, Architekten.
Spezialkurse f. Eisenbeton, Kultur- u. koloniale Technik. Neue Laborat.

Kälte-Thermometer

mit Pentanfüllung bis —200° C
in flüssiger Luft justiert, mit Prüfungsscheinen der Phys.-Techn. Reichsanstalt

Präzisions-Thermometer

für das Intervall von —200 bis +750° C liefern

Cassel. Dr. Siebert & Kühn, G. m. b. H.

Bücher der Kältetechnik:

Neuere Kühlmaschinen, ihre Konstruktion, Wirkungsweise und industrielle Verwendung. Ein Leitfaden für Ingenieure, Techniker und Kühlanlagenbesitzer von Dr. H. Lorenz u. C. Heinel. XII u. 401 S. mit 296 Abb. im Text und auf Tafeln. 8°. VI. ergänzte Auflage. 1922. Grundpreis geh. M. 11.50 geb. M. 13.20

Die Kompressions-Kältemaschine. Der „nasse" u. „trockene" Gang der Kompressions-Kältemaschine, dargestellt auf Grund von Versuchen an einer schnelllaufend. Schwefligsäure-Kältemaschine. Von Dr.-Ing. W. Koeniger. V u. 204 S. 8°. Mit 62 Abbild., 2 Tafeln u. 6 Diagrammtafeln. 1921. Grundpreis geh. M. 6.—

Thermodynamik der Turbomaschinen. Von Dr.-Ing. Guido Zerkowitz. Mit besonderer Berücksichtigung der Turbokältemaschinen. VIII u. 173 S. gr. 8°. Mit 89 Abb. u. 1 Tafel. 1913. Grundpreis geb. M. 6.20

Bilder aus der deutschen Kälte-Industrie, herausgegeben vom Deutschen Kälteverein. 100 S. mit mit 126 Abb. gr. 2°. Grundpreis geh. M. 6.—

I.T.W. Illustrierte Technische Wörterbücher in 6 Sprachen (Deutsch, Engl., Franz., Russ., Italien., Spanisch) **Band XII** (Wasser-, Luft- u. Kältetechnik). XIX u. 1959 S. mit 11 278 Wortstellen, 2075 Abb. u. Formeln. Grundpreis in Leinen M. 24.—

Grundpreis × Teuerungszahl = Verkaufspreis
Teuerungszahl z. Zt. 400, für I. T. W. 1000

VERLAG R. OLDENBOURG, MÜNCHEN-BERLIN

Algostat-Korkplatten

wasserfest imprägniert, geruchlos, zur Isolierung von

Eis- und Kühlräumen,

sowie sämtliche Materialien für den

Wärme- u. Kälteschutz

A. Haacke & Co., Celle (Hannover)

Eigene Kontore:
Berlin / Düsseldorf / Hamburg / Halle / Rotterdam



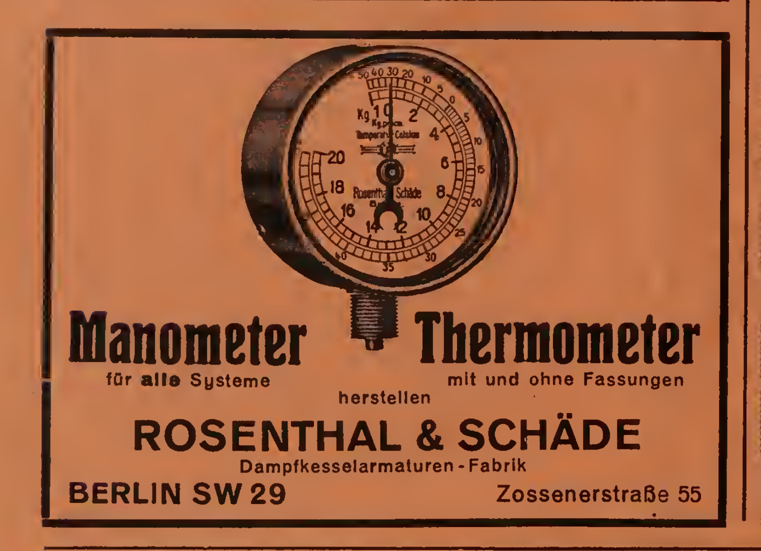

WIR LIEFERN SEIT JAHRZEHNTEN
FARBEN
FÜR
DEN BETRIEB DER
EIS-
MASCHINEN
NAUTON
ROT, WEISS, SCHWARZ
FRIGIDON
EISZELLEN-
FARBE
Rosenzweig & Baumann, Kassel.


MANOMETER
aller Art
für
EIS-
und
KÜHL-
MASCHINEN
Fernthermometer -20° bis +30° Cls.
Reparaturen jeden Systems.
J. C. Eckardt, Stuttgart-Cannstatt.


Schmiedeeiserne
Rippenrohre
Rippenkühlrohre
Kühlschlangen
Vollständige geschweißte
Kühlsysteme · Luftkühler
Netzschkauer Maschinenfabrik
Franz Stark & Söhne, Netzschkau i. Sa.

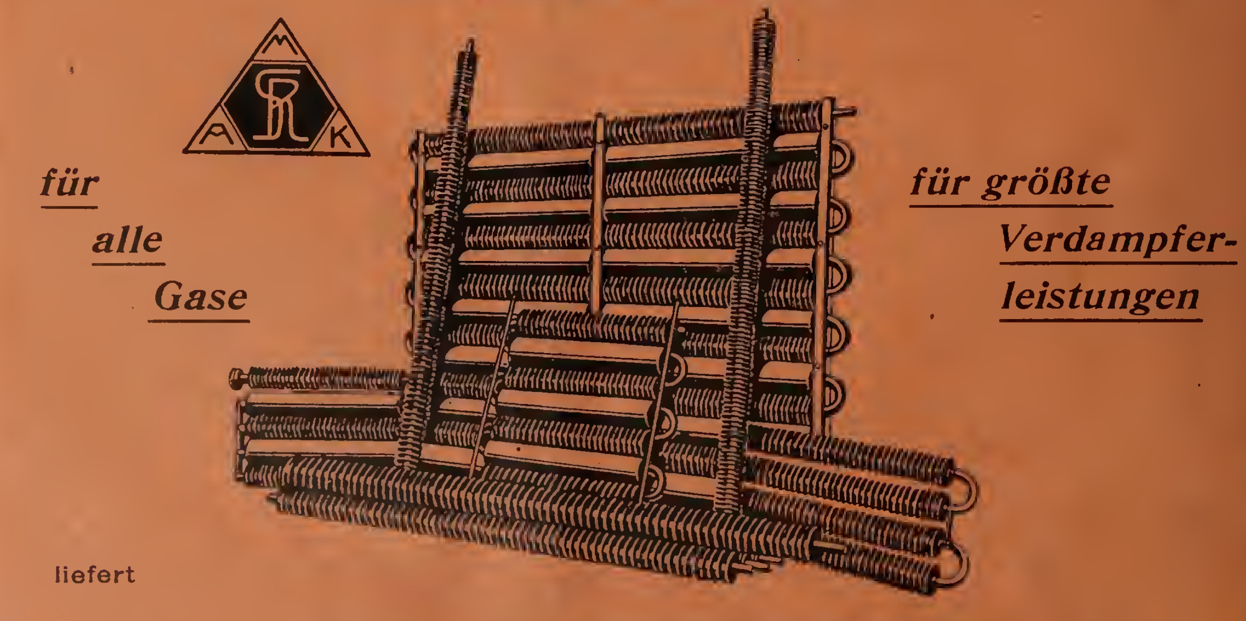




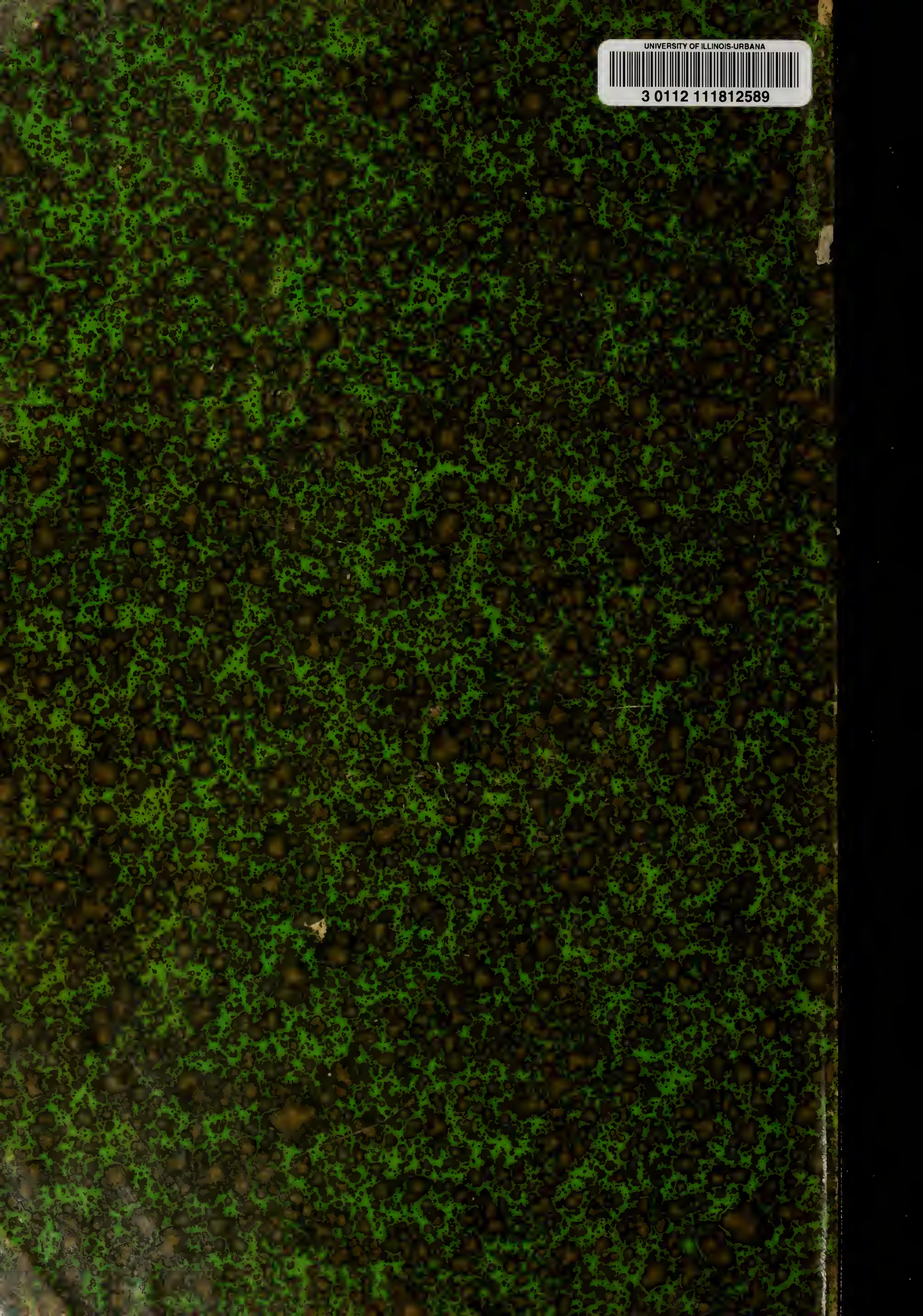








Für den Anzeigenteil verantwortlich: Julius Sassenhoff in München. — Druck von R. Oldenbourg in München.


UNIVERSITY OF ILLINOIS-URBANA
3 0112 111812589